



UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA

*Área de la Energía, las Industrias y los Recursos
Naturales No Renovables*

Carrera de Ingeniería Electromecánica

Tema:

*"Diseño e Implementación de un Sistema Semiautomático en la
Cizalladora de Planchas y Perfiles del Taller Mecánico del Área de la
Energía, las Industrias y los Recursos Naturales No Renovables de la
Universidad Nacional de Loja. "*

*Informe técnico, previa a la obtención del título de
Ingeniero Electromecánico*

Autor:

Patricio Antonio Medina Poma

Director:

Ing. Darwin Giovanni Tapia Peralta, Mg.Sc.

LOJA – ECUADOR

2014

CERTIFICACIÓN

Ing. Darwin Giovanni Tapia Peralta Mg. Sc.

DIRECTOR DE TESIS

CERTIFICA:

Haber dirigido, asesorado, revisado y corregido el presente trabajo de tesis de grado, en su proceso de investigación cuyo tema versa en **“Diseño e Implementación de un Sistema Semiautomático en la Cizalladora de Planchas y Perfiles del Taller Mecánico del Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales No Renovables de la Universidad Nacional de Loja”**, previa a la obtención del título de **Ingeniero Electromecánico**, realizado por el señor egresado: **Patricio Antonio Medina Poma**, la misma que cumple con la reglamentación y políticas de investigación, por lo que autorizo su presentación y posterior sustentación y defensa.

Loja, 07 de Mayo / 2014



Ing. Darwin Giovanni Tapia Peralta Mg. Sc.

DIRECTOR DE TESIS

AUTORÍA

Yo **Patricio Antonio Medina Poma** declaro ser autor del presente trabajo de tesis y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos o acciones legales por el contenido de la misma.

Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja, la publicación de mi tesis en el Repositorio Institucional – Biblioteca Virtual.

Autor: Patricio Antonio Medina Poma

Firma:



Cédula: 1104200504

Fecha: 17 de Julio del 2014

CARTA DE AUTORIZACIÓN DE TESIS POR PARTE DEL AUTOR, PARA LA CONSULTA, REPRODUCCIÓN PARCIAL O TOTAL Y PUBLICACIÓN ELECTRÓNICA DEL TEXTO COMPLETO.

Yo **Patricio Antonio Medina Poma**, declaro ser autor de la tesis titulada: “**Diseño e Implementación de un Sistema Semiautomático en la Cizalladora de Planchas y Perfiles del Taller Mecánico del Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales No Renovables**”, como requisito para optar al grado de: **Ingeniero Electromecánico**; autorizo al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que con fines académicos, muestre al mundo la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Digital Institucional:

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el RDI, en las redes de información del país y del exterior, con las cuales tenga convenio la Universidad.

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia de la tesis que realice un tercero.

Para constancia de esta autorización, en la ciudad de Loja, 17 días del mes de Julio del dos mil catorce.

Firma:



Autor: Patricio Antonio Medina Poma

Cédula: 1104200504

Dirección:

Loja (Av. Los Paltas y Quinara)

Teléfono: 2 574365

Correo Electrónico:

pato.lucas.20@hotmail.com

Celular: 0967638179

DATOS COMPLEMENTARIOS:

Director de Tesis: Ing. Darwin Giovanni Tapia Peralta, Mg.Sc.

Tribunal de Grado: Ing. Luis Armando Salgado Valarezo, Mg.Sc.

Ing. Jorge Enrique Carrión González, Mg.Sc.

Ing. José Fabricio Cuenca Granda, Mg.Sc.

PENSAMIENTO

“EL FUTURO ESTÁ EN TUS MANOS....
COMO UN LIBRO ABIERTO Y LAS HOJAS EN BLANCO.
DE TI DEPENDE LO QUE VAYAS A ESCRIBIR”

“LA CURIOSIDAD ES LA CLAVE DEL SABER
¿COMÓ PODRÁS APRENDER SI NUNCA PREGUNTAS Y NUNCA INVESTIGAS?”

DEDICATORIA

Muy cariñosamente a mis padres Luis Antonio y Victoria Sonia, a mis hermanos, José, Ramón, Germán y Sonia por todo su apoyo incondicional y perseverancia que me permitieron culminar satisfactoriamente mis estudios académicos.

De manera muy especial a mis abuelos queridos: Silvia, José Manuel y José Domingo quienes fueron y son un pilar muy importante en mi vida, porque con sus consejos y guías me permitieron tomar muy buenas decisiones en mi diario vivir, muchas gracias abuelitos por todo.

A aquellas personas que por dificultades adversas han tenido que alejarse de nosotros adelantándose en nuestro corto caminar por la vida. Gracias por todos esos momentos bellos.

A mis amistades y compañeros.

AGRADECIMIENTO

Es necesario dejar constancia de mi agradecimiento a la Universidad Nacional de Loja, al Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales No Renovables, en forma muy especial a todos los docentes de la carrera de Ingeniería Electromecánica que en su momento me brindaron sus conocimientos y apoyo para la formación como futuro profesional. De manera especial:

Al Ing. Darwin Giovanny Tapia Peralta Mg. Sc, Director de Tesis, por haber colaborado en la realización del presente proyecto.

Al Ing. Milton Amable León Tapia, por su colaboración en el estudio teórico del desarrollo del proyecto.

Al Ing. Numán León Tapia, por su apoyo desinteresado en la construcción y montaje del proyecto.

Y a todo el personal técnico que labora en el Taller Mecánico del Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales No Renovables de la Universidad Nacional de Loja.

A mis familiares, compañeros y amigos que con su apoyo y ánimo me impulsaron a la culminación de este Proyecto de Tesis.

TABLA DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN.....	2
AUTORÍA	3
CARTA DE AUTORIZACIÓN DE TESIS POR PARTE DEL AUTOR, PARA LA CONSULTA, REPRODUCCIÓN PARCIAL O TOTAL Y PUBLICACIÓN ELECTRÓNICA DEL TEXTO COMPLETO.....	4
PENSAMIENTO	5
DEDICATORIA.....	6
AGRADECIMIENTO.....	7
TABLA DE CONTENIDOS	8
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES.....	13
ÍNDICE DE TABLAS.....	16
SIMBOLOGÍA.....	17
a. TÍTULO	20
b. RESUMEN.....	21
b.1. SUMMARY	22
c. INTRODUCCIÓN.....	23
c.1. SITUACIÓN PROBLEMÁTICA	24
c.2. OBJETIVOS:	25
d. REVISIÓN DE LITERATURA.....	26
CAPÍTULO I.....	26
d.1 Cizallado.....	26
d.1.1. Máquinas para el cizallado.....	27
d.1.1.1. Funcionamiento	27
d.1.1.2. Tipos	27
d.1.2. Operación de cizallado.....	32

a.- Fuerza y esfuerzo necesario para el corte	32
b.- Huelgo o claro en el cizallado.....	33
c.- Velocidad de corte	34
d.- Ángulos característicos en las cuchillas.....	34
CAPÍTULO II.....	35
d.2. Sistemas hidráulicos	35
d.2.1. Generalidades.....	35
d.2.2. Centrales hidráulicas estándares	36
d.2.2.1. Grupo de abastecimiento.....	37
d.2.2.1.1. Bomba.....	37
d.2.2.1.2. Depósito.....	40
d.2.2.1.3. Filtrado del aceite	41
d.2.2.1.4. Aceite o fluido	43
d.2.2.1.5. Tubería hidráulica.....	44
d.2.2.1.6. Accesorios.....	46
d.2.2.1.7. Manómetro.....	46
d.2.2.2. Sistema de mando (o regulación): válvulas distribuidoras, válvulas de caudal, válvulas reguladoras.....	47
d.2.2.3. Grupo de trabajo.....	50
d.2.3 Análisis Verificativo de un Sistema Hidráulico.....	55
d.2.3.1 Cilindro Hidráulico:	55
d.2.3.2. Caídas de presión:	59
CAPÍTULO III.	60
d.3. Generalidades de diseño	60
d.3.1 Condiciones de equilibrio	60
d.3.2. Acoplamientos Mecánicos.....	61
d.3.2.1. Tipos de acoplamientos.....	61

d.3.2.1.1. Acoplamientos Rígidos.....	62
d.3.2.1.2. Acoplamientos Flexibles	62
d.3.2.1.3. Acoplamientos Articulados:	65
d.3.3. Selección de los acoplamientos	66
e.- MATERIALES Y MÉTODOS.....	69
e.1 Materiales.....	69
e.2 Proceso Metodológico.....	69
a.- Fuerza de Cizallamiento.....	71
b.- Fuerza Máxima del Resorte	72
c. Dimensionamiento y selección de los componentes del sistema hidráulico.....	77
- Fuerza que actúe en el cilindro.....	77
- Área del Cilindro.....	78
- Bomba hidráulica	79
- Velocidad de salida del vástago	79
- Caudal nominal	79
- Caudal real.....	80
- Potencia de accionamiento de la bomba	80
- Dimensionamiento del tanque.....	81
- Diámetro interior de la tubería	81
d. Análisis Verificativo del Sistema Hidráulico	81
- Pérdidas de presión.....	81
- Actuador Hidráulico: Cilindro	83
e. Dimensionamiento del acoplamiento.....	88
f. RESULTADOS.....	90
Selección de los componentes del sistema hidráulicos.....	91
Esquema Hidráulico.....	94
Esquema del circuito eléctrico de la bobina de la válvula.	95

Esquema eléctrico general del sistema hidráulico.	95
Construcción del sistema semiautomático para la cizalladora del taller mecánico.	96
Diseño de soportes para implementación del Actuador Hidráulico.....	98
Valoración Técnica.....	105
Valoración ambiental.....	108
g. DISCUSIÓN.....	109
h. CONCLUSIONES.....	112
i. RECOMENDACIONES.....	114
j. BIBLIOGRAFÍA.....	116
j.1. Libros.....	116
j.2. Revistas.....	117
j.3. Sitios web citados.....	118
k. ANEXOS.....	122
ANEXO 1: Plan de Mantenimiento para la cizalladora del Taller Mecánico del Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales No Renovables de la Universidad Nacional de Loja.....	122
ANEXO 2: Fotos de la cizalla originalmente, partes constitutivas de la máquina.....	125
Anexo 3: Datos Técnicos del Cilindro Hidráulico.....	129
ANEXO 4: Bomba Hidráulica.....	130
ANEXO 5: Tuberías Hidráulicas.....	132
ANEXO 6: Válvula Direccional de Control.....	134
ANEXO 8: Acoplamientos Mecánicos.....	143
ANEXO 9: PLANOS.....	146
ANEXO 9.1: Planos de la cizalla.....	146

ANEXO 9.2: Disposición del cilindro en la cizalla	146
ANEXO 9.3: Tanque hidráulico	146
ANEXO 9.4: Tapa del tanque hidráulico	146
ANEXO 9.5: Plano del sistema hidráulico	146
ANEXO 9.6: Base de ensamble del cilindro.....	146
ANEXO 9.7: Base de ensamble del cilindro en el pedal	146
ANEXO 9.8: Plano del afilado de las cuchillas	146

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Figura 1. Proceso de Cizallado.	26
Figura 2. Cizalla Manual Peddinghaus.....	28
Figura 3. Cizalla Manual METALLKRAFT.....	28
Figura 4. Cizalla de Cuchilla Corta Surtek.....	29
Figura 5. Cizalla Guillotina de Pedal FORTEX.....	30
Figura 6. Cizalla Guillotina Eléctrica MAC.....	30
Figura 7. Cizalla Guillotina de Accionamiento Hidráulico Chicago.....	31
Figura 8. Cizalla Circular Birlik.....	31
Figura 9. Fuerza de Corte para Cuchillas de Oblicuidad Constante (guillotina).....	32
Figura 10. Cizallado.....	34
Figura 11. Ángulos Característicos de las Cuchillas.....	35
Figura 12. Elementos de un Sistema Hidráulico.....	36
Figura 13. Bomba de Paletas.....	37
Figura 14. Bomba de Pistones.....	38
Figura 15. Bomba de Engranajes.....	38
Figura 16. Depósito Hidráulico.....	41
Figura 17. Tipos de Filtros.....	42
Figura 18. Mangueras Hidráulicas Rígidas.....	44
Figura 19. Mangueras Hidráulicas Flexibles.....	45
Figura 20. Racores Hidráulicos.....	46
Figura 21. Manómetros Hidráulicos.....	47
Figura 22. Válvula Limitadora de Presión.....	47
Figura 23. Válvula Distribuidora.....	48
Figura 24. Partes de un Cilindro Hidráulico.....	51
Figura 25. Cilindro de Simple Efecto.....	53
Figura 26. Cilindro de Doble Efecto.....	54

Figura 27: Tipo de Fijación del Cilindro Hidráulico.....	57
Figura 28: Gráfico de Pandeo.....	58
Figura 29. Segunda Condición de Equilibrio.	61
Figura 30. Acoplamientos Rígidos Ringspann.	62
Figura 31. Acoplamientos Flexibles.....	63
Figura 32. Acoplamientos Articulados.....	65
Figura 33. Pedal de la Cizalla del Taller Mecánico.....	71
Figura 34. Ensayo para la Determinación de la Fuerza de Vacío.....	73
Figura 35. Fuerza en Vacío.	74
Figura 36. Esquema de la Fuerza de Resorte.....	74
Figura 37. Fuerza Total de Corte del Pedal.	76
Figura 38. Esquema de la Fuerza Total de Corte.	76
Figura 39. Fuerza Necesaria en el Cilindro Hidráulico.....	77
Figura 40. Esquema de la Fuerza del Cilindro.	78
Figura 41: Análisis de Diámetro del vástago.....	86
Figura 42. Operación de Corte Accionado por Pedal.....	90
Figura 43. Esquema del Circuito Hidráulico.....	94
Figura 44. Esquema de Mando de la Electroválvula.....	95
Figura 45. Esquema Eléctrico General.	96
Figura 46. Depósito de Aceite	96
Figura 47. Depósito y Tapa	97
Figura 48. Montaje de Componentes.....	97
Figura 49. Sistema Hidráulico.....	98
Figura 50. Base de Actuador.	99
Figura 51. Simulación de la Base.	99
Figura 52. Base.....	100
Figura 53. Brazo de Pedal	100
Figura 54. Nueva Disposición del Pedal	101

Figura 55. Simulación de la Nueva Disposición	101
Figura 56. Adecuación de la Cizalla.....	102
Figura 57. Implementación del Sistema Hidráulico.	102
Figura 58. Cizalla Hidráulica.....	103
Figura 59. Pruebas.	104

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Esfuerzo de Corte σ .	33
Tabla 2. Características Técnicas de los Tipos de Bombas Hidráulicas.	39
Tabla 3. Velocidad de Fluido.	46
Tabla 4. Representación de las Válvulas Hidráulicas.	49
Tabla 5. Accionamientos de las Válvulas Distribuidoras.	49
Tabla 6: Dimensiones Normalizadas para Cilindros.	52
Tabla 7: Fuerza Teórica.	53
Tabla 8. Materiales de Cilindro Hidráulico.	56
Tabla 9. Módulo de Conservación.	56
Tabla 10. Coeficiente K1 para Máquina Motriz Receptora.	67
Tabla 11. Coeficiente K2 para Frecuencia de Arranque.	67
Tabla 12. Coeficiente K3 para el Número de Funcionamiento Diario.	68
Tabla 13. Fuerza de Corte de la Cizalla a Diferentes Materiales.	72
Tabla 14. Datos de Desplazamiento del Resorte.	73
Tabla 15. Fuerzas de Resorte.	75
Tabla 16. Constante K de Resorte.	75
Tabla 17. Tiempos de Corte con el Accionamiento de Pedal.	91
Tabla 18. Características Técnicas del Fluido.	93
Tabla 19. Tiempos de Corte con el Accionamiento Hidráulico.	104
Tabla 20. Costos del Sistema Eléctrico.	105
Tabla 21. Costos del Sistema Hidráulico.	106
Tabla 22. Costos del Sistema Mecánico.	107
Tabla 23. Costos de Diseño e Investigación.	107
Tabla 24. Costo Total de la Implementación.	108
Tabla 25. Espesores de Corte Recomendados.	114

SIMBOLOGÍA

SÍMBOLO	DENOMINACIÓN
a :	Ancho de la chapa
λ :	Ángulo de inclinación de la cuchilla superior
A :	Área
A_{CC} :	Área del cilindro comercial
A_V :	Área del vástago
ΔP_p :	Caída de presión en la tubería
Q :	Caudal
Q_n :	Caudal nominal
Q_r :	Caudal real de trabajo de un cilindro
λ_R :	Coefficiente de rozamiento en función del número de Reynolds
η_r :	Coefficiente de rozamiento para el cálculo de cilindros
K_a :	Coefficiente de seguridad para acoplamiento mecánico
K_3 :	Coefficiente de seguridad para el número de horas de funcionamiento
C_p :	Coefficiente de seguridad para el pandeo
K_2 :	Coefficiente de seguridad para frecuencia de arranque
K_1 :	Coefficiente de seguridad para máquina motriz – receptora
c :	Compensación de la pérdida de espesor por corrosión
g :	Constante de aceleración de la gravedad
K :	Constante elástica
x :	Desplazamiento
D_E :	Diámetro del émbolo o diámetro interior
D_e :	Diámetro externo del cilindro hidráulico
d_{int} :	Diámetro interno de la tubería
D :	Distancia perpendicular

σ_t :	Esfuerzo de corte
σ_{cri} :	Esfuerzo mínimo de pandeo
e :	Espesor de la plancha
e_{TAPA} :	Espesor de la tapa del cilindro
e_c :	Espesor del cilindro
e_{PD} :	Espesor del cilindro de pared delgada
e_{PG} :	Espesor del cilindro de pared gruesa
f_c :	Factor de carga para cilindros
S_K :	Factor de seguridad del tipo de sujeción del cilindro
F_S :	Factor de seguridad para espesor del cilindro
F :	Fuerza aplicada
F_{CG} :	Fuerza de corte (Guillotina)
F_{GP} :	Fuerza de corte (Paralela)
F_{GP} :	Fuerza de pandeo
F_P :	Fuerza del pedal
F_R :	Fuerza del resorte
F_{RT} :	Fuerza del resorte total
F_V :	Fuerza en vacío
F_{CIL} :	Fuerza que actúa en el cilindro
L :	Longitud de carrera del cilindro
L_T :	Longitud de la tubería
L_K :	Longitud de pandeo
L_{TT} :	Longitud total
m :	Módulo de conservación
E :	Módulo de elasticidad del acero
J :	Momento de inercia
$\sum M$:	Momento de una fuerza con respecto a un punto
R_e :	Número de Reynolds

C:	Par nominal a transmitir
C_{aco} :	Par nominal del acoplamiento a seleccionar
Δ_P :	Pérdidas de carga de la tubería
P_A :	Potencia de accionamiento de la bomba
P_M :	Potencia de la máquina motriz
P:	Presión
P_S :	Presión de seguridad
η_B :	Rendimiento motor – bomba
H:	Rendimiento volumétrico
s:	Sección de corte
σ_{ad} :	Tensión admisible del acero moldeado
t:	Tiempo
t_c :	Tiempo de desplazamiento de la carrera
V:	Velocidad de avance
V_c :	Velocidad de corte
N_M :	Velocidad de rotación de la máquina conductora
ν_{vis} :	Viscosidad cinemática del fluido
V_d :	Volumen de depósito

a. TÍTULO

DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA SEMIAUTOMÁTICO EN LA CIZALLADORA DE PLANCHAS Y PERFILES DEL TALLER MECÁNICO DEL ÁREA DE LA ENERGÍA, LAS INDUSTRIAS Y LOS RECURSOS NATURALES NO RENOVABLES DE LA UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA.

b. RESUMEN

El cizallado es la operación de corte de una lámina de metal a lo largo de una línea recta. El cizallado se usa típicamente para reducir grandes láminas a secciones más pequeñas. Se ejecuta en una máquina llamada cizalla o tijeras que pueden ser accionadas: manual, mecánica, hidráulica, eléctrica y neumáticamente.

El presente proyecto de tesis de grado tiene como finalidad determinar los parámetros necesarios para diseñar, construir e implementar un sistema de accionamiento semiautomático que se adapte mejor a la cizalladora del Taller Mecánico del Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales No Renovables de la Universidad Nacional de Loja, que permita reducir de manera considerable el esfuerzo que se realiza al operar dicha máquina, así como para evitar algunos riesgos producidos al estar en contacto con la misma y mejorar su campo de trabajo.

Considerando parámetros técnicos y económicos, se procedió con un análisis completo de la cizalladora tomando en cuenta la cantidad de operadores y el esfuerzo necesario para realizar un corte; además de indagar en el mercado sobre los costos de una máquina semiautomatizada y saber así si es conveniente invertir en la implementación de un nuevo sistema de accionamiento.

Con los datos y valores obtenidos en el análisis se selecciona el sistema hidráulico, como el mejor y más conveniente accionamiento, continuando así con el diseño y elección de los componentes básicos e indispensables de un circuito hidráulico, para proceder a su posterior construcción e implementación en la máquina.

El presente trabajo de tesis define los parámetros de diseño y operación de una cizalla hidráulica que permitirá el corte de chapas metálicas sin un mayor esfuerzo, luego de la implementación verificaremos que el nuevo accionamiento sea: más eficiente, seguro y confiable.

b.1. SUMMARY

The sheared is the operation of out a sheet of metal along a straight line. The sheared is used for reducing big sheets in short ones. It's executed in a machine called shear or scissors that can be operated: manual, mechanic, hydraulic, electric and pneumatically.

This research has like target to determine the necessary parameters for designing, building and implementing a system of semiautomatic drive that best suits the shearing of machine shop of Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales No Renovables of Universidad Nacional de Loja, that permit reducing of considerable way the effort for operating this machine, as well as for avowing some risks for being in contact with the machine for improving the work.

Considering technic and economic parameters was necessary to do a full scan of the sheared taking into account the numbers of operators and the necessary effort for realizing a cut, moreover of investigating the market about the costs of a semiautomatic machine and so whether it is wise to invest in the implementation of a new drive system.

With the data and obtained valves in the scan, we select the hydraulic system, as the best and the most convenient drive, so following with the design and choosing the basic and indispensable components of a hydraulic circuit, for proceeding with its subsequent construction and implementation in the machine.

This research defines the parameters of design and the operation of a shear allowing cut of metal sheets without a big effort, then of the implementation we verify that the new drive can be: more efficient, safe and reliable.

c. INTRODUCCIÓN

En la historia de la metalurgia el trabajo de la chapa ocupa sin duda un lugar de relieve. Desde la prehistoria, el hombre se ha esforzado en desarrollar herramientas, utensilios y máquinas cada vez más sofisticadas para dar forma a los metales. A medida que el avance de la civilización imponía necesidades nuevas en el ámbito de la caldería, la tecnología iba ofreciendo nuevas posibilidades.

Cuando en el siglo XIX, el desarrollo de los nuevos sistemas de transporte terrestre y marítimo planteó exigencias imprevistas en el conformado de chapa, la tecnología dio un giro radical permitiendo mecanizar eficazmente procesos que hasta entonces eran enteramente manuales. Todo ello impulsa una verdadera revolución tecnológica en todos los procesos relacionados con el trabajo de la chapa: corte, punzonado, curvado, rebordeado, plegado, remachado, etc.

El trabajo en frío y en caliente de la chapa ha sido realizado durante siglos por los herreros y hojalateros de forma íntegramente manual. Herramientas como la tajadera, el tranchete de yunque, los cortafríos o los punzones fueron la única ayuda de los artesanos del metal para el corte y deformación de chapa, aunque con el tiempo fueron incorporándose utillajes más evolucionados, como la cizalla de palanca o la prensa de balancín a finales de la edad media.

Para el corte de chapa, la tijera o cizalla ha sido el instrumento básico durante siglos. Como instrumento manual, el uso de la tijera se remonta a la edad del bronce. En sus inicios era una hoja de metal doblada en forma de U y sólo a partir del siglo XIV aparecen las tijeras de pivote, con las dos hojas móviles alrededor de un eje. La llamada cizalla o tijera de palanca, manejada manualmente, permitía cortar espesores de hasta 5 mm y también podía ser accionada a pedal.

La tecnología asociada al corte de chapa no dio un vuelco hasta mediados del siglo XIX, cuando se diseñó y construyó la primera cizalla accionada a vapor, mediante un sistema de biela, manivela y volante, para cortar palastro grueso. En las décadas siguientes se

construyeron cizallas cada vez más potentes y sofisticadas, equipadas con varias cuchillas o combinadas con punzonadoras.

c.1. SITUACIÓN PROBLEMÁTICA

La industria manufacturera en el Ecuador constituye el 25 % de los sectores industriales más importantes del país. Por ello se ha visto en la necesidad de mejorar la manufactura industrial, desarrollando avances significativos en las máquinas herramientas, que le permitan hacer que un proceso de corte, sea más cómodo y con el menor esfuerzo posible.

Es así que en el año 2011, con la finalidad de mejorar la calidad de los servicios que oferta el Taller Mecánico de la Universidad de Nacional de Loja, mediante el proceso de subasta inversa Electrónica, el Taller adquiere equipos y herramientas de los cuales se destaca la cizalladora de planchas y perfiles, con sistema de accionamiento mediante pedal. La misma que se emplea para técnicas de formado y ajuste mecánico, para poder satisfacer las necesidades de prácticas académicas y de servicios especializados en Metal Mecánica de la institución y del público en general con eficiencia y calidad (TAPIA, 2011).

La cizalladora de planchas y perfiles tiene un órgano de accionamiento en forma de pedal que suele encontrarse situado a 15 cm sobre el suelo y que podría ser accidentalmente accionado por terceros (que tropezara con la misma al transitar por esa zona) mientras el operador se encuentra operando la cizalladora, con el consiguiente riesgo de atrapamientos y/o cortes con la chuchilla, lo cual supone una “no conformidad”.

También este tipo de accionamiento conlleva el empleo de una cantidad significativa de operadores para el cizallamiento, ya que se necesita de tres personas: dos que accionan el sistema de corte y una destinada a inspeccionar que las láminas metálicas se encuentren paralelas a las cuchillas; lo cual precisa mayores tiempos de corte.

Por lo que un sistema semiautomático permitirá el empleo de un solo operador para ejecutar ésta operación.

Por lo antes mencionado se establece la siguiente situación problemática:

El accionamiento de la cizalladora mediante pedal provoca excesiva fuerza humana, mayor mano de obra y considerable tiempo empleado en la operación de corte.

c.2. OBJETIVOS:

Objetivo general:

Diseñar e implementar un sistema semiautomático en la cizalladora de planchas y perfiles del Taller Mecánico del Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales No Renovables de la Universidad Nacional de Loja.

Objetivos específicos:

- Realizar el análisis mecánico-operacional de la cizalladora.
- Diseño e implementación del sistema semiautomático de la cizalladora.
- Demostrar la validez, seguridad y confiabilidad del sistema semiautomático.

d. REVISIÓN DE LITERATURA

CAPÍTULO I

d.1 Cizallado

Es la operación de corte de una lámina de metal a lo largo de una línea recta. El cizallado se usa típicamente para reducir grandes láminas a secciones más pequeñas para operaciones posteriores. Se ejecuta en una máquina llamada cizalla o tijeras.

El corte de lámina se realiza por una acción de cizalla entre dos bordes afilados. La operación de cizallado se describe en los cuatro pasos esquematizados en la figura 1, donde el borde superior de corte (el punzón) se mueve hacia abajo sobrepasando el borde estacionario inferior de corte (el dado).

Cuando el punzón empieza a empujar el material de trabajo, ocurre una deformación plástica en las superficies de la lámina, conforme éste se mueve hacia abajo ocurre la penetración, la cual comprime la lámina y corta el metal. Esta zona de penetración es generalmente una tercera parte del espesor de la lámina. A medida que el punzón continúa su viaje dentro del trabajo, se inicia la fractura del material entre los dos bordes de corte. Si el claro entre el punzón y el dado es correcto, las dos líneas de fractura se encuentran y el resultado es una separación limpia del material de trabajo en dos piezas.

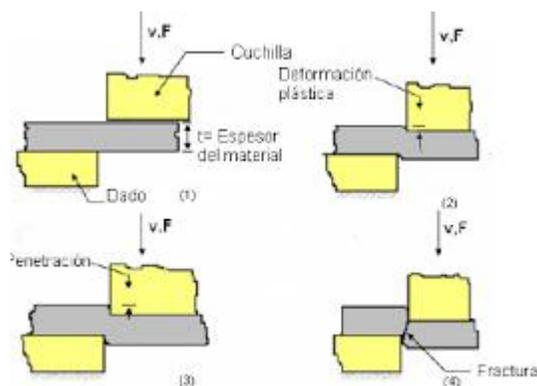


Figura 1. Proceso de Cizallado.
Fuente: (BANDARA, 2012)

d.1.1. Máquinas para el cizallado

El proceso de cizallado puede efectuarse a mano o mecánicamente por máquinas llamadas cizallas o tijeras.

d.1.1.1. Funcionamiento

La cizalla funciona en forma similar a una tijera. Los filos de ambas cuchillas de la cizalla se enfrentan presionando sobre la superficie a cortar, hasta que vencen la resistencia de la superficie a la tracción, rompiéndola y separándola en dos. El borde cortado por cizallamiento se presenta irregular.

La presión necesaria para realizar el corte se obtiene ejerciendo palanca entre un brazo fijo que se coloca en la parte inferior y uno móvil que es el encargado de subir y bajar ejerciendo la presión. En las cizallas manuales este movimiento de ascenso y descenso se realiza por operadores, aunque también existen las cizallas automatizadas.

d.1.1.2. Tipos

d.1.1.2.1. Cizalla de palanca:

- Cizallas de cuchillas cortas

En estas cizallas la longitud de las cuchillas varía entre 150 y 350 mm, puede cortar un espesor máximo de 8 mm. Pueden equiparse con cuchillas especiales para cortar perfiles. La cuchilla inferior es recta y va fijada a la bancada; la superior es curva y va montada en un portacuchillas, accionada por un sistema de engranajes o mediante dos bridas unidas a la palanca de maniobra, figura 2.



Figura 2. Cizalla Manual Peddinghaus

Fuente: (PEDDINGHAUS, Anlagen & Amp, 2012)

- Cizallas de cuchillas largas

Tienen la palanca acodada y provista de un contrapeso que facilita su retorno. La longitud de las cuchillas varía entre 0.6 y 0.8 m.

Para sujetar chapas delgadas, los modelos de chapistería (espesor máximo de corte, 2 mm) van provistos de una ancha mesa de fundición cepillada, figura 3. Las máquinas de caldería son más potentes (espesor máx.: 6 mm).



Figura 3. Cizalla Manual METALLKRAFT

Fuente: (DISMAK , 2012)

d.1.1.2.2. Cizallas mecánicas

a.- Cizallas de cuchillas rectas

Las cuchillas rectas de estas cizallas pueden ser cortas o largas.

Todas trabajan por sistema de guillotina: la cuchilla superior se desplaza en un plano vertical con un movimiento de translación. Como las dos cuchillas son rectilíneas, el ángulo de ataque permanece constante en el curso de su desplazamiento relativo. La cuchilla

inferior es fija y horizontal; la superior está inclinada, a fin de penetrar progresivamente en la chapa (lámina) y repartir así el esfuerzo de cizallado sobre un tramo más largo.

- **Cizalla de cuchillas cortas**

La longitud de las cuchillas suele estar comprendida entre 180 y 300 mm. La cuchilla inferior, sobre la cual se apoya y desliza la chapa, está fijada directamente al bastidor. La cuchilla superior va montada sobre una corredera que se mueve verticalmente en una guía que forma un cuerpo con la cabeza del bastidor, el espesor máximo de corte puede alcanzar 38 mm, figura 4.



Figura 4. Cizalla de Cuchilla Corta Surtek.

Fuente: (La Fragua. mx, 2013)

- **Cizalla de cuchillas largas, llamadas guillotinas**

Las cuchillas, tienen una longitud de 1 a 5 m (normalmente de 1 a 3 m), pueden cortar aceros dulces hasta un espesor de 30 mm.

La cuchilla inferior va fija a la mesa, la cuchilla superior va montada en una corredera transversal que se mueve entre dos guías verticales situadas en ambos extremos del bastidor.

La corredera es accionada por dos bielas articuladas en los muñones cigüeñal, situada bajo las cuchillas en las máquinas para chapas delgadas, y sobre ellas en las grandes máquinas.

Entre los accionamientos se pueden destacar los siguientes:

- **Cizalla guillotina de pedal**

La cuchilla superior es accionada mecánicamente por el operador, que mediante un brazo de palanca unido a un pedal produce la fuerza requerida para el corte en la cizalla, figura 5.



Figura 5. Cizalla Guillotina de Pedal FORTEX
Fuente: (MAQUINARIA MADRID , 2012)

- **Cizalla guillotina eléctrica**

Esta cizalla posee un motor de 2 HP, tipo embrague con engranaje doble, ésta es de hierro fundido y tiene una hoja de cuatro bordes, figura 6.



Figura 6. Cizalla Guillotina Eléctrica MAC.
Fuente: (MARCHINERY CO., LTD, 1999)

- **Cizalla guillotina hidráulica**

También existen cizallas de accionamiento hidráulico constituidos por una serie de cilindros de apriete, independiente uno del otro ubicados en las bielas de articulaciones, figura 7.



Figura 7. Cizalla Guillotina de Accionamiento Hidráulico Chicago.
Fuente: (AMERICAN MACHINE TOOLS CORP., 2001)

b.- Cizalla de cuchillas circulares

Los órganos de corte están constituidos por cuchillas circulares llamadas moletas. Cada una va montada en un árbol cuya posición con respecto al otro varía según el modelo y el espesor de la chapa a cortar.

El árbol superior de esta máquina es muy corto y el bastidor poco voluminoso. Esto facilita el desplazamiento de la chapa en todos los sentidos, sin límite de dimensionamiento. El modelo permite cortar chapas enteras de hasta 1.5 mm de espesor, figura 8.



Figura 8. Cizalla Circular Birlik.
Fuente: (MAQUINARIA MADRID , 2000)

d.1.2. Operación de cizallado

a.- Fuerza y esfuerzo necesario para el corte

- Fuerza de corte

Se llama fuerza de corte al esfuerzo realizado para lograr separar una porción de material de una pieza de chapa, mediante su cizalladura.

La fuerza requerida para cortar una chapa depende de, figura 9:

Resistencia al cizallamiento del metal, se desprecia la fricción.

Dimensiones y espesores de la chapa.

Ángulo de inclinación de la cuchilla superior (cizalla de guillotina).

La fuerza de corte para cuchillas paralelas es:

$$F_{CP} = S \cdot \sigma_t = a \cdot s \cdot \sigma_t \quad (1)$$

Sección de corte

$$S = a \cdot e \quad (2)$$

Fuerza de corte para cuchillas oblicuidad constante (guillotina):

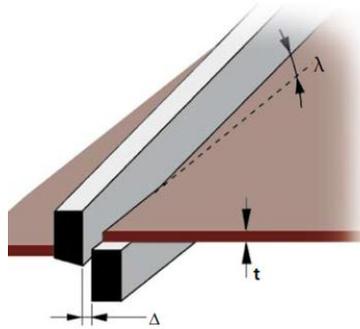


Figura 9. Fuerza de Corte para Cuchillas de Oblicuidad Constante (guillotina).

Fuente: (Plezado / Cizallado , 2007)

$$F_{CG} = 0.25 \frac{e^2 \cdot \sigma_t}{\tan \lambda} \quad (3)$$

- Esfuerzo de corte

Fuerza interna que desarrolla un cuerpo como respuesta a una fuerza cortante y que es tangencial a la superficie sobre la que actúa. También llamado fuerza de cizallamiento.

Para el cálculo de la fuerza de corte se muestran los valores de esfuerzo de corte σ_t , tabla 1.

Tabla 1. Esfuerzo de Corte σ_t .

MATERIAL	RESISTENCIA A LA CORTADURA EN $\frac{N}{mm^2}$	
	σ_t	
	Laminado	Recocido
Acero lam. 0.1 % C	313.6	245
Acero lam. 0.2 % C	392	313.6
Acero lam. 0.3 % C	470.4	343
Acero lam. inoxidable	588	509.6
Acero lam. al silicio	548.8	88.2 - 98
Aluminio	127.4 - 143	127.4 - 556.8
Anticorodal	245 - 284.2	98 - 117.6
Alpaca laminada	441 - 450.8	117.6
Bronce	392 - 588	176.4 - 215.6
Zinc	196	29.4 - 39.2
Cobre	245 - 294	166.6
Duraluminio	294 - 352.8	274.4 - 352.8
Estaño	-	215.6 - 294
Latón	343 - 392	230.3
Plata laminada	230.3	-

Fuente: (SALUEÑA, 2000)

- Ángulo de inclinación de la cuchilla superior

“El ángulo de ataque no debe sobrepasar los 30° para que la cuchilla superior penetre progresivamente. En la práctica este ángulo varía entre 1° y 6° para cizallas de cuchillas largas y entre 10° y 20° para las de cuchillas cortas” (DANOWSKY).

b.- Huelgo o claro en el cizallado

El huelgo entre las cuchillas es muy importante en el cizallado. Cuando se tiene un valor adecuado, las grietas iniciales se propagan a través del metal, para juntarse en el centro del

espesor y producir una superficie de fractura limpia, aunque el juego es el correcto, hay distorsión en el borde del corte, figura 10.

Si el huelgo es insuficiente la fractura es rasgada y la energía necesaria para efectuar el corte es mayor que para el juego correcto. Si el huelgo es excesivo, hay más distorsión en el borde y también la energía será mayor, ya que se necesita deformar un mayor volumen de material, además se producen con más facilidad rebabas; si la cuchilla tiene filo mellado aumenta la tendencia a producirse rebabas.

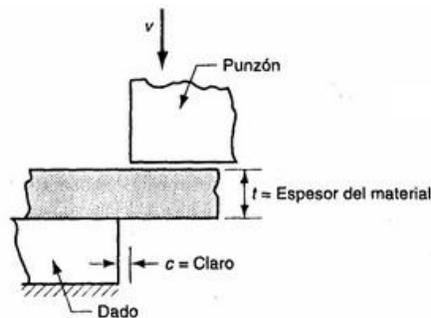


Figura 10. Cizallado.

Fuente: (AWESOME Inc., 2013)

c.- Velocidad de corte

Las velocidades de corte suelen ser: (SALUEÑA, 2000)

$$V_C = 1 \text{ a } 2 \frac{\text{m}}{\text{min}} \quad (4)$$

d.- Ángulos característicos en las cuchillas

Los ángulos de las cuchillas dependen de:

- La dureza del material a trabajar.
- Las características del material de la cuchilla.

El frente y el plano de la cuchilla forman el ángulo del filo (β) que, según el material que se deba cortar, es de 75° a 85° . El ángulo de inclinación (α) de 1.5° a 3° , hace disminuir el rozamiento entre la cuchilla y el material. El ángulo de desprendimiento (γ), que vale unos 5° , permite que el filo penetre con más facilidad, figura 11. (DANOWSKY)

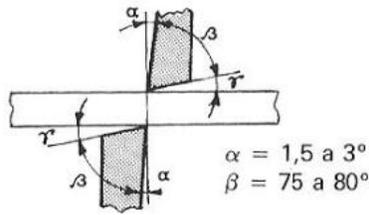


Figura 11. Ángulos Característicos de las Cuchillas.
Fuente: (LARBURU, 1990)

CAPÍTULO II

d.2. Sistemas hidráulicos

La hidráulica es la ciencia que comprende la transmisión y regulación de fuerzas mediante fluidos sometidos a presión. Siendo éstos el medio para la transmisión de energía.

d.2.1. Generalidades

Es muy común encontrar en los sistemas hidráulicos el término centrales hidráulicas, el mismo que se refiere al conjunto de elementos formados por el depósito, la bomba, el filtro, la válvula de seguridad, el manómetro y por supuesto el fluido, que permiten la transmisión de energía.

- Bases físicas necesarias

Presión: Se denomina así la relación entre la fuerza aplicada por unidad de superficie, se la designa con la letra P y sus unidades son: [Pa], [psi], [bar], [kg/cm²]. Entonces:

$$1\text{bar} \approx 1.02 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \approx 10 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} (\text{Pa}) \approx 14.50 \text{psi}$$

$$P = \frac{F}{A} \tag{5}$$

En general éstas centrales hidráulicas se dividen en tres grupos según su presión de trabajo y pueden ser: (ROLDAN, 1995).

Pequeña presión: de 0 a 50 bares.

Media presión: de 50 a 150 bares.

Alta presión: de 150 a 250 bares.

Caudal: Es la cantidad de fluido (volumen) que pasa por un conducto en la unidad de tiempo. Se lo designa con Q . En hidráulica la unidad más utilizada es [l/min], [gal/min], [m³/s]. Dónde:

$$1 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \approx 15850 \frac{\text{gal}}{\text{min}} \approx 60000 \frac{\text{L}}{\text{min}}$$

$$Q = \frac{V}{t} \tag{6}$$

$$Q = S \cdot V \tag{7}$$

d.2.2. Centrales hidráulicas estándares

Una instalación hidráulica consta de tres partes, figura 12:

- Grupo de abastecimiento: bomba, depósito, filtro de aceite, aceite o fluido, tuberías, conexiones y manómetros.
- Sistema de mando (o regulación): válvulas distribuidoras, válvulas de caudal, válvulas reguladoras.
- Grupo de trabajo: actuadores.

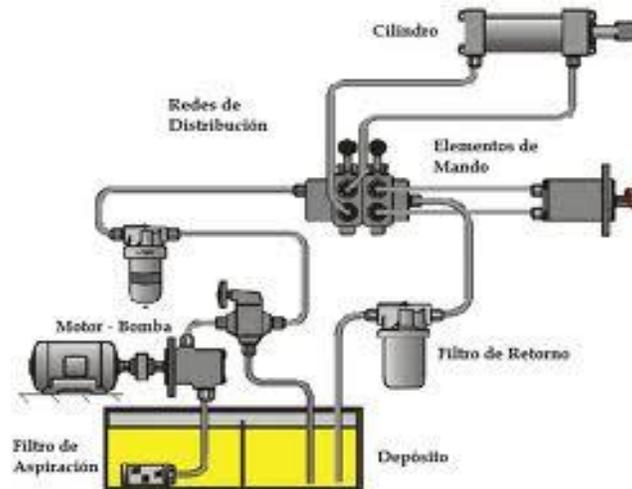


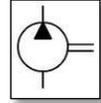
Figura 12. Elementos de un Sistema Hidráulico.

Fuente: (NIETO, 2012)

d.2.2.1. Grupo de abastecimiento

d.2.2.1.1. Bomba

Las bombas hidráulicas convierten la energía mecánica transmitida por un motor primario (eléctrico, combustión interna, etc.) en energía hidráulica. Es el componente que genera el flujo dentro del circuito hidráulico, y está definida por la capacidad de caudal que es capaz de generar, como por ejemplo, galones por minuto, litros por minuto, o centímetros cúbicos por revolución. En un sistema hidráulico industrial, el tipo de bomba que se usa es de desplazamiento positivo, como lo son las bombas de paletas, engranajes y pistones. Siendo la más empleada la de paletas.



- Bombas de paletas

Este tipo de bombas pueden ser de caudal fijo o variable, con una gama muy amplia de utilización en lo que a caudales se refiere, pudiendo oscilar su aplicación entre 2.5 y 300 litros por minuto (L/min). Trabaja a presión, siendo su campo normal de utilización de 0 a 140 bares a velocidades que oscilan entre 500 y 3000 RPM, figura 13.

El principio de funcionamiento en que se basa esta bomba consiste básicamente en un rotor en el que se alojan unas paletas móviles que giran dentro de una cámara (cárter).

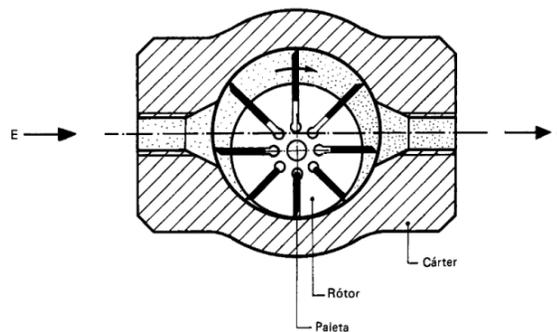


Figura 13. Bomba de Paletas

Fuente: (ROLDAN, 1995)

Las paletas toman el aceite del recipiente a presión atmosférica de forma que al girar el rotor comprime el aceite entre las paletas al ir reduciendo la sección de la cámara y con ésta la compresión del fluido.

- Bombas de pistones

Las bombas de pistones se utilizan para grandes presiones, que pueden variar entre 150 y 2000 bares, con caudales que oscilan entre 0.3 y 250 dm^3/min y velocidades de hasta 7000 RMP, figura 14.

Hay bombas de pistones en línea, de pistones radiales y de pistones axiales.

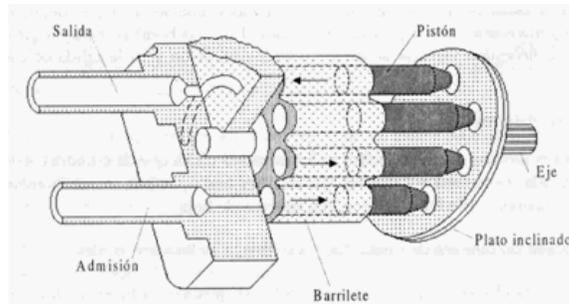


Figura 14. Bomba de Pistones.
Fuente (FERNÁNDEZ, 1999)

- Bombas de engranajes

Las bombas de engranajes pueden variar entre 63 y 250 bares, y velocidades que oscilan entre 500 a 3500 RMP, figura 15.

Hay bombas de engranajes externos e internos.

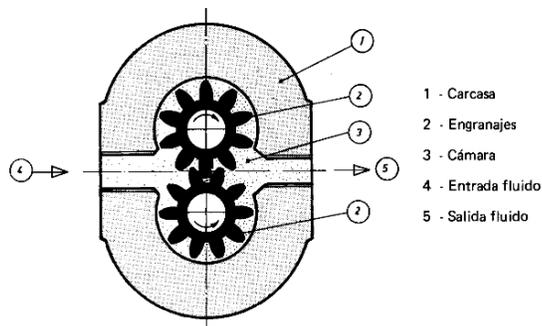
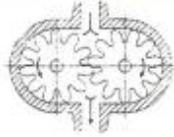
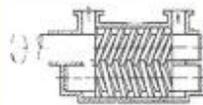
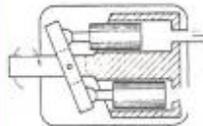


Figura 15. Bomba de Engranajes.
Fuente: (ROLDAN, 1995)

En la tabla 2 se muestran las características técnicas de los diferentes tipos de bombas.

Tabla 2. Características Técnicas de los Tipos de Bombas Hidráulicas.

	Tipo de bomba	Margen de revoluciones r.p.m	Volumen de expulsión (cm ³ /rev)	Presión nominal (bar)
	Bomba de engranajes exteriores	500 - 3 500	1,2 - 250	63 - 160
	Bomba de engranajes interiores	500 - 3 500	4 - 250	160 - 250
	Bomba helicoidal	500 - 4 000	4 - 630	25 - 160
	Bomba de aletas celulares	960 - 3 000	5 - 160	100 - 160
	Bomba de émbolos axiales	... - 3 000	100	200
		750 - 3 000	25 - 800	160 - 250
		750 - 3 000	25 - 800	160 - 320
	Bomba de émbolos radiales	960 - 3 000	5 - 160	160 - 320

Fuente: (NIETO, 2012)

Selección de la bomba hidráulica

Para la selección de la bomba hidráulica se tienen en cuenta los siguientes parámetros:

- Caudal de consumo de los cilindros.
- Potencia de accionamiento de la bomba.

- Caudal de Consumo de los Cilindros

Caudal necesario para hacer una carrera.

$$Q_n = A_E \cdot V \quad (8)$$

Caudal real o total.

$$Q_r = \frac{Q_n}{\eta} \quad (9)$$

η : Rendimiento volumétrico (tiene en cuenta fugas) es de 0.95

- Potencia de accionamiento de la bomba

$$P_A = \frac{P \cdot Q_r}{\eta_B} \quad (10)$$

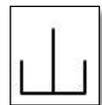
η_B : Rendimiento motor bomba (0.85)

Dónde:

$$1\text{HP} \approx 745.7\text{W}$$

d.2.2.1.2. Depósito

Su principal función es la de acondicionar y almacenar el fluido requerido por el sistema y dispone de espacio suficiente para que el aire pueda separarse del fluido, permitiendo que los contaminantes se sedimenten, además un depósito bien diseñado ayuda a disipar el calor generado por el sistema. El depósito debe ser lo suficientemente grande como para facilitar el enfriamiento y la separación de contaminantes.



Como mínimo debe contener todo el fluido del sistema y mantener un nivel suficientemente alto como para que no se produzcan torbellinos en la línea de aspiración de la bomba. En general se utiliza depósitos que tienen de 2 a 3 veces el caudal generado por la bomba en un minuto, de donde:

Volumen del depósito

$$V_d = 3 \cdot 60 \text{ s} \cdot Q_r \quad (11)$$

La mayoría de los sistemas hidráulicos de tamaño pequeño a mediano utilizan los tanques o depósitos como base de montaje para la bomba, motor eléctrico, válvula de alivio, y a menudo otras válvulas de control. Este conjunto se llama “Unidad de Bombeo” o “Unidad Generadora de Presión”, figura 16.

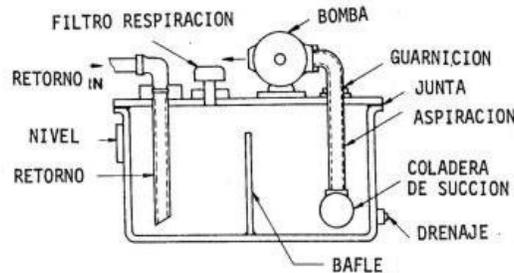
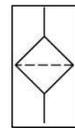


Figura 16. Depósito Hidráulico.

Fuente: (Oleohidráulica- Circuitos Hidráulicos, 2013)

d.2.2.1.3. Filtrado del aceite

Los fluidos hidráulicos deben mantenerse limpios para evitar dificultades en el funcionamiento del sistema. Las impurezas que se pueden arrastrar producen desgaste y obstrucciones en los componentes, con los consiguientes fallos de funcionamiento. Para realizar esta función se utilizan los filtros y los coladores que retienen las impurezas insolubles del fluido.



- Filtros

Su función principal es la de retener partículas y contaminantes insolubles en el fluido, mediante el uso de un material poroso. De esta manera se consigue alargar la vida útil de la instalación, debido a que se trabaja con un fluido limpio y no contaminado.

Los elementos que contaminan el aceite pueden ser: agua, ácido, partículas metálicas, hilos, fibra, polvo y partículas de juntas y pintura.

Se define como grado de filtración al tamaño de la partícula más fina que puede retener el filtro. Se expresa en micras y van desde 1 a 270 micras (μ), figura 17.



Figura 17. Tipos de Filtros.

Fuente: (DESTACO INGENIEROS , 2012)

- Características del fluido

Ambiente de trabajo (temperatura, suciedad, vibraciones, etc.).

Datos técnicos de los filtros:

- ✓ Grado de filtración
- ✓ Caudal filtrante
- ✓ Presión máxima
- ✓ Tipo de fijación
- ✓ Tipo de elemento filtrante
- ✓ Presión diferencial
- ✓ Colocación en el circuito

- Tipos de filtros

Ambiente: Son de papel celuloso y generalmente filtran hasta 25 micras.

Aspiración: De malla bronce fosforoso, espiral magnética y captadores magnéticos. Filtran 100, 160 y 270 micras.

Presión: Pueden ser de superficie, malla bronce fosforoso, resina especial y malla acero inoxidable, filtran 3 – 50 micras.

Retorno: Suelen ser de superficie, papel micronic, discos lenticulares, malla bronce fosforoso, espiral magnética, filtros magnéticos, absorción, lana vidrio algodón, filtran de 10 a 160 micras.

d.2.2.1.4. Aceite o fluido

Se define como fluido a cualquier sustancia capaz de transmitir esfuerzos de corte por roce, sin embargo el término fluido se ha generalizado en hidráulica para referirse al líquido que se utiliza como medio de transmisión de energía, el fluido hidráulico tiene como funciones principales: transmitir potencia, lubricar piezas móviles, minimizar fugas y disipar el calor.

Estos fluidos deben ser lubricantes, refrigerantes, anticorrosivos, soportar temperaturas sin evaporarse, soportar altas presiones, absorber ruido y vibraciones.

Los fluidos hidráulicos pueden ser de:

Líquidos de base acuosa

Líquidos sintéticos

Aceites minerales y vegetales

Viscosidad: Es la propiedad fundamental y más importante de un fluido, puede definirse como la resistencia a fluir, o lo que es lo mismo la medida de rozamiento de sus moléculas.

La viscosidad en un fluido depende de la presión y de la temperatura:

Al aumentar la temperatura, disminuye la viscosidad.

Al aumentar la presión, aumenta la viscosidad.

Existen varias escalas para medir la viscosidad de un fluido. Las más usadas son la SAE y la ISO:

Escala en grado SAE para aceites de motor.

Escala en grado SAE para aceites de engranajes.

Escala en grado ISO para aceites hidráulicos o industriales.

Tomándose el índice de viscosidad con las siguientes temperaturas:

Escala en grado SAE se toma a la temperatura de 100°C.

Escala en grado ISO se toma a la temperatura de 40°C.

Ambas se expresan en CENTISTOKES (cSt)

En el mercado local se utiliza más la escala en grados SAE, el fluido hidráulico a emplear en el sistema será un 10W-30. Tiene las siguientes características.

Viscosidad del fluido a 100 °C es 9.3 cST. y una densidad de 0.88 kg/L.

d.2.2.1.5. Tubería hidráulica

Las conducciones o tuberías empleadas en los circuitos hidráulicos pueden ser de varios tipos, se pueden distinguir dos bien diferenciados atendiendo a su uso.

- Tubos rígidos

Generalmente metálicos, de acero o cobre sin costura, se emplean en tramos de circuito en los que no se precisa movimiento entre los distintos componentes, son relativamente baratos y se pueden curvar para conseguir la trayectoria deseada. Resistencia a altas presiones de trabajo, figura 18.



Figura 18. Mangueras Hidráulicas Rígidas.

Fuente: (BINSÁ, 2013)

- Mangueras flexibles

Se utilizan en circuitos o parte de circuitos en los que los componentes han de desplazarse o girar uno con respecto de otro, se llaman comúnmente latiguillos.

Se fabrican con capas de caucho sintético entre las que suelen colocar mallas de alambre o tejido que le permiten soportar mayores presiones, figura 19.



Figura 19. Mangueras Hidráulicas Flexibles.

Fuente: (BINSÁ, 2013)

La capa interna ha de soportar las agresiones del fluido utilizado en el circuito y la exterior ha de resistir los agentes atmosféricos del ambiente en que se prevé utilizar.

Además de las características de los componentes de un sistema hidráulico propuesto es importante tomar en cuenta los diámetros de los tubos rígidos o flexibles ya que estos inciden sobre la cuantía de pérdidas de presión del sistema.

$$d_{\text{int}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_R}{V_c \cdot \pi}} \quad (12)$$

- Velocidad de fluido

Como norma general, el diámetro (D) de cualquier tubería de conducción de aceite hidráulico se elegirá tal que la velocidad (v) del fluido por su interior se mantenga dentro de un rango de velocidades. En la práctica se aplican los siguientes valores estándar de velocidad en los conductos, tabla 3.

Tabla 3. Velocidad de Fluido.

Tabla de velocidad de los fluidos	
Tuberías de impulsión	
hasta 50 bar de presión de trabajo	4,0 m/s
hasta 100 bar de presión de trabajo	4,5 m/s
hasta 150 bar de presión de trabajo	5,0 m/s
hasta 200 bar de presión de trabajo	5,5 m/s
hasta 300 bar de presión de trabajo	6,0 m/s
Tuberías de aspiración	
	1,5 m/s
Tubería de retorno	
	2,0 m/s

Fuente: (NIETO, 2012)

d.2.2.1.6. Accesorios

Existe una amplia variedad de accesorios para los componentes hidráulicos entre los que se destacan las abrazaderas y los racores. Los racores son sistemas de unión entre los tubos y las mangueras, así mismo como de cualquiera de estos con el resto de los componentes hidráulicos, figuras 18 y 20.



Figura 20. Racores Hidráulicos.

Fuente: (BINSA, 2013)

d.2.2.1.7. Manómetro

Los manómetros sirven para controlar la presión existente en un circuito, se colocan en el punto que nos interesa conocer la presión, generalmente el sistema



hidráulico siempre incorpora uno para conocer la presión en la salida de la bomba, figura.21.



Figura 21. Manómetros Hidráulicos.

Fuente: (Equipos y Maquinarias de Monterrey, S.A. de C.V., 2008)

d.2.2.2. Sistema de mando (o regulación): válvulas distribuidoras, válvulas de caudal, válvulas reguladoras.

- Válvulas

Las válvulas son elementos que realizan la función de abrir, cerrar, regular y controlar el flujo y la presión del fluido en un sistema hidráulico.

- Válvulas limitadoras de presión

Su función es la de limitar la presión de un circuito hidráulico a un valor máximo (generalmente ajustable en la propia válvula), su uso más común es como válvula de seguridad para evitar reventones en un circuito, figura 22.

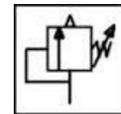


Figura 22. Válvula Limitadora de Presión.

Fuente: (DESTACO INGENIEROS , 2012)

Las válvulas limitadoras de presión son utilizadas como:

- Válvula de seguridad: Se coloca en el circuito, generalmente sobre la bomba, y su función es proteger el circuito de altas presiones peligrosas.

$$P_s = 1.1 P \quad (13)$$

- Válvulas distribuidoras o de vías

Son elementos que modifican el flujo en los circuitos hidráulicos, permiten controlar el movimiento y la parada de los cilindros y otros actuadores, figura 23.



Figura 23. Válvula Distribuidora.

Fuente: (DESTACO INGENIEROS , 2012)

Estas válvulas se clasifican y se nombran en función del número de conexiones o vías y de posiciones:

Para representar las válvulas distribuidoras en los esquemas hidráulicos se emplean símbolos, que solamente indican la función que cumplen las válvulas, sin informar acerca de sus aspectos constructivos (tabla 4), en ellas se distinguen:

Tabla 4. Representación de las Válvulas Hidráulicas.

Tabla con la representación de válvulas de distribución.			
	Válvula 2/2 normalmente cerrada		Válvula 3/3 con posición neutra normalmente cerrada
	Válvula 2/2 normalmente abierta		Válvula 4/3 con posición neutra normalmente cerrada
	Válvula 3/2 normalmente cerrada		Válvula 4/3 con posición neutra a escape
	Válvula 3/2 normalmente abierta		Válvula 5/2
	Válvula 4/2		Válvula 5/3 en posición normalmente cerrada
	Válvula 4/2 normalmente cerrada		Válvula 5/3 en posición normalmente abierta

Fuente: (CENTRO E-DUCATIVA ESCUELA , 2006)

Las vías: Es el número de orificios de entrada y salida del fluido a través de la válvula.

Las Posiciones: Son las que puede adoptar la válvula distribuidora para dirigir el fluido por otra vía, según necesidades de trabajo.

Los accionamientos: Son los métodos por los que provocamos que la válvula esté en una u otra posición, tabla 5.

Tabla 5. Accionamientos de las Válvulas Distribuidoras.

Tabla con los principales Accionamientos.					
	Por mando manual		Por pulsador		Por final de carrera
	Por palanca		Por llave		Por rodillo escamoteable
	Por pedal		Por enclavamiento		Pilotaje por presión
	Por leva		Por resorte		Pilotaje eléctrico.

Fuente: (CENTRO E-DUCATIVA ESCUELA , 2006)

d.2.2.3. Grupo de trabajo

- Actuadores

Se clasifican en actuadores líneas, llamados cilindros, y actuadores rotativos en general denominados motores hidráulicos.

Los actuadores son alimentados con fluido a presión y se obtiene un movimiento con una determinada velocidad, fuerza o bien velocidad angular y momento a partir de la pérdida de presión de un determinado caudal del fluido en cuestión.

- Cilindros hidráulicos

Cuando la energía hidráulica debe convertirse en un desplazamiento lineal de una fuerza (trabajo lineal), deben utilizarse como elementos transformadores los cilindros hidráulicos.

Partes de un cilindro Hidráulico

Las partes del cilindro hidráulico son las siguientes, figura 24:

Camisa o tubo: Es de acero sin soldaduras rectificadas y lapeadas.

Vástago: pueden ser normales o reforzados, son de acero cromado y rectificado de gran presión. Normalmente roscadas al final.

Tapas: Son de acero soldadas, atornilladas o roscadas.

Pistón o émbolo: Son de aleación de aluminio, acero o fundición al cromo-níquel.

Bocas de aceite: Por donde entra y sale el aceite.

Empaquetaduras y retenes: Para estanqueidad de los vástagos (guarniciones metálicas de alma de caucho sintético retenes con labio sellado cargado con un muelle, retén acopado).

Juntas metálicas: Para estanqueidad entre el pistón y la camisa. Cuero embutido, segmentos, doble segmento en una sola pieza, juntas metálicas expansivas y juntas labiales.

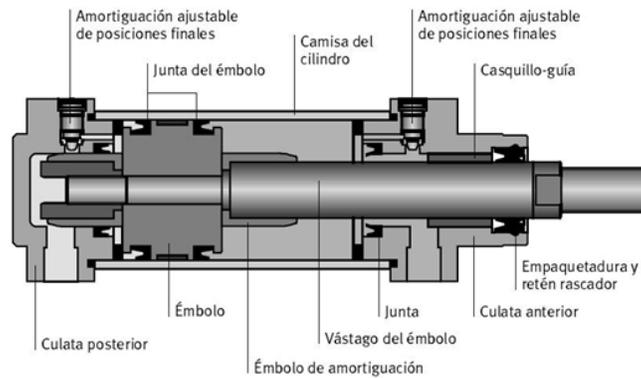


Figura 24. Partes de un Cilindro Hidráulico.

Fuente: (2002)

- Características técnicas de los cilindros

- ✓ Diámetro de la camisa
- ✓ Carrera del vástago
- ✓ Presión de trabajo
- ✓ Diámetro del vástago
- ✓ Tipo de cilindro
- ✓ Sistema de fijación
- ✓ Rosca de conexión
- ✓ Juego entre pistón y camisa
 - Ø menor de 60 mm: - 0,07 mm
 - Ø de 90 a 120 mm: - 0,1 mm
 - Ø de más de 165 mm, según fabricante.

Hay fugas entre cilindro y pistón, que, según la máquina, pueden llegar a 50 cm³/min, pero no puede haber entre el vástago y las tapas.

- Materiales de un Cilindro Hidráulico

Fabricación del cilindro

Entre los materiales apropiados para la fabricación de cilindros se cuentan: la fundición de hierro, de bronce, de acero, de estaño y la centrifugada de hierro.

Tubo o camisa del cilindro

Los tubos o camisa esencialmente son de: acero estirado o moldeado sin soldadura, acero inoxidable, de latón, de aluminio y titanio; tubos soldados, forjados, estirados en frío y de piezas extruidas huecas.

Émbolo

Los materiales de los émbolos pueden ser: la fundición de hierro o el acero moldeado, las aleaciones de latón, bronce y aluminio, y también el hierro y el acero sintetizado.

Vástago

Los vástagos se fabrican a partir de barra de acero o de acero metalizado a la llama, torneado, cromado duro, rectificado y/o pulido. Para minimizar el desgaste de las juntas del vástago el acabado superficial debe ser muy fino. El cromado es casi indispensable para evitar la corrosión, pero también podría deteriorar las juntas del vástago y reducir la duración.

Las dimensiones tanto de los émbolos y de los vástagos para cilindros de fabricación normal también suelen estar normalizadas, la tabla 6, recoge algunos datos:

Tabla 6: Dimensiones Normalizadas para Cilindros.

Diámetro Interior		Área pistón		Diámetro vástago		Área efectiva	
Pulg	mm	pulg²	cm²	pulg	mm	pulg²	cm²
1	25	0.79	5	¾	20	0.35	2.25
1½	38	1.77	11	1	25	0.98	6
2	50	3.14	20	1⅜	35	1.66	10
3	75	7.07	45	2	50	3.93	25
4	100	12.57	80	2¾	70	6.63	43
5	125	19.64	125	3½	90	10.01	65
6	150	28.27	185	4¼	108	14.09	90
7	175	38.48	250	4¾	120	20.76	135
8	200	50.27	325	5¼	130	28.62	185

Fuente: (JIMENEZ, 1975)

También los cilindros normalizados se caracterizan por su fuerza teórica con relación a la presión de trabajo, tabla 7.

Tabla 7: Fuerza Teórica.

Diám. Interior		Fuerza Teórica de Avance (N)						
mm	pulg	5 bar	10 bar	25 bar	70 bar	100 bar	140 bar	210 bar
38.1	1½	570	1140	2850	8000	11400	16000	24000
50.8	2	1000	2000	5050	14100	20200	28300	42500
63.5	2½	1580	3150	7900	22200	31700	44400	66600
82.6	3¼	2680	5350	13400	37500	53500	75000	112500
101.6	4	4050	8100	20250	56800	81100	113500	170000
127	5	6350	12700	31600	88500	126700	177000	266000
152.4	6	9100	18250	45500	127800	182500	255000	383000

Fuente: (JIMENEZ, 1975)

- Tipos de cilindros hidráulicos

Cilindros de simple efecto

En los cilindros de simple efecto el fluido hidráulico empuja en un sentido el pistón del cilindro y una fuerza externa (resorte o gravedad) lo retrae en sentido contrario, figura 25.

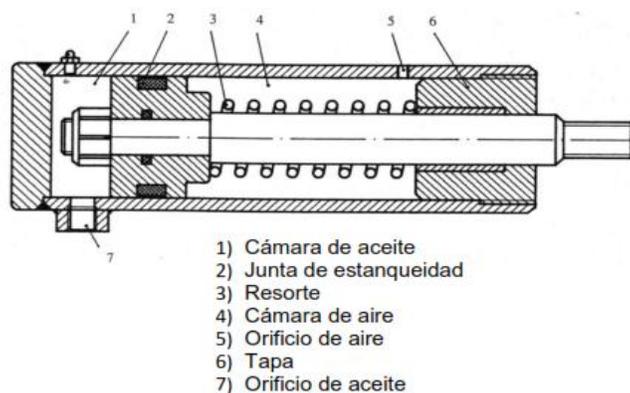
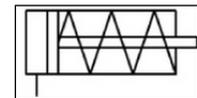


Figura 25. Cilindro de Simple Efecto.

Fuente: (Oleohidráulica- Circuitos Hidráulicos, 2013)

Cilindro de doble efecto

El cilindro de acción doble utiliza la fuerza generada por el fluido hidráulico para mover el pistón en los dos sentidos, figura 26.

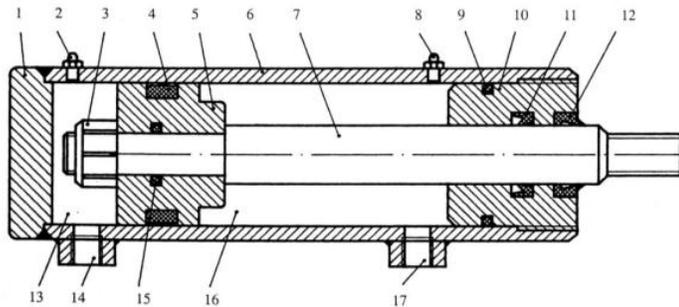
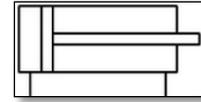


Figura 25

1) Tapa posterior	7) Vástago	13) Cámara trasera
2) Purgadores de aire	8) Purgadores de aire	14) Orificio de aceite
3) Tuerca de fijación	9) Junta hermética	15) Juntas herméticas
4) Junta dinámica	10) Tapa	16) Cámara delantera
5) Pistón	11) Junta dinámica de cierre	17) Orificio de Aceite
6) Camisa o tubo	12) Anillo rascador	

Figura 26. Cilindro de Doble Efecto.

Fuente: (Oleohidráulica- Circuitos Hidráulicos, 2013)

- Selección de los cilindros hidráulicos

Los parámetros más importantes en la selección de los cilindros son:

- Fuerza generada por los cilindros
- Diámetro del émbolo
- Velocidad de salida del vástago
- Caudal de una carrera
- Tiempo para realizar una carrera

Fuerza de cilindro:

La fuerza generada por cilindro es:

$$F_{CIL} = \frac{P \cdot D_E^2 \cdot \pi}{4} \cdot 0.9 \quad (14)$$

η_r : Coeficiente de rozamiento de los componentes del cilindro (0.8 - 0.9)

f_c : Factor de carga:

- 0.7: Para velocidades normales.
- 0.4 – 0.5: Para velocidades grandes.

Diámetro del Émbolo:

$$D_E = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{CIL}}{\eta_r \cdot f_c \cdot \pi \cdot P}} \quad (15)$$

Tiempo desarrollado en realizar una carrera:

$$t_c = \frac{A_{CC} \cdot L}{Q_r} \quad (16)$$

Velocidad de salida del vástago:

$$V = \frac{L}{t_c} \quad (17)$$

d.2.3 Análisis Verificativo de un Sistema Hidráulico

d.2.3.1 Cilindro Hidráulico:

- Espesor o grosor de la camisa o cilindro

Una vez determinado el diámetro interior del conducto debe elegirse su grosor y su material. El grosor del tubo es en función de la presión de trabajo y del diámetro del mismo.

El análisis de las tensiones en los cilindros puede efectuarse mediante fórmulas que dependen de si su sección corresponde al tipo de pared delgada ($D/t > 16:1$), o al tipo de pared gruesa ($D/t < 16:1$). Las fórmulas para cilindros de pared delgada solo se aplican a

aquellos que se fabrican a base de tubo estirado. Los cilindros moldeados pueden ser siempre de pared gruesa. Las presiones de trabajo están basadas en las tensiones máximas admisibles del material utilizado, tabla 8. (JIMENEZ, 1975).

Tabla 8. Materiales de Cilindro Hidráulico.

<i>MATERIAL</i>	<i>TENSIÓN MÁXIMA ADMISBLE (σ_{ad})</i>	
	PSI	Kg/cm ²
Fundición de hierro	4000	280
Fundición de hierro para grandes esfuerzos	6000-8000	420-550
Acero estirado	18000	1250
Acero moldeado	12000	840
Aleación de aluminio moldeada	8000	550
Latón moldeado	6000	420
Bronce moldeado	6000	420

Fuente: (JIMENEZ, 1975)

- Análisis del espesor de la pared o camisa del cilindro (pared delgada).

$$e_{PD} = \frac{P \cdot D_E}{2 \cdot \sigma_{ad}} \times F_S + c \quad (18)$$

- Análisis del espesor de la pared del cilindro (pared gruesa), Norma DIN 2413.

$$e_{PG} = D_E \cdot \frac{P}{2 \cdot \frac{\sigma_{ad} \cdot m - 2P}{F_S}} \quad (19)$$

Módulo de conservación (m), tabla 9.

Tabla 9. Módulo de Conservación.

1	Para tubos sin soldadura / Aceros o fundición
0.85	Para tubos con junta soldada
0.70	Para tubos con junta remachada

Fuente: Norma DIN2413

- Espesor de las tapas de los cilindros para fondo plano.

$$e_{TAPA} = 0.405 \cdot D_E \cdot \sqrt{\frac{P}{\sigma_{ad}}} \quad (20)$$

- **Cálculo de pandeo de un Cilindro Hidráulico**

El pandeo es un factor limitativo en la elección de cilindros cuyos vástagos estén sometidos a compresión, ya que sólo bajo dicha sollicitación es cuando aparece este fenómeno.

Éste se manifiesta por una flexión lateral del vástago que genera esfuerzos radiales sobre bujes y camisa de los cilindros, acortando su vida útil y hasta produciendo la rotura.

Las causas que están ligadas a la sollicitación de pandeo dependen no sólo de los materiales utilizados en la construcción de vástagos, sino también de las condiciones de montaje a que se somete el cilindro (S_K), figura 27.

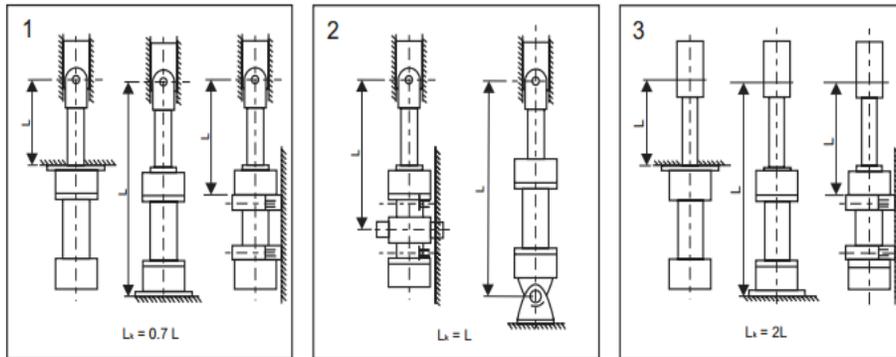


Figura 27: Tipo de Fijación del Cilindro Hidráulico.

Fuente: Tabla de Euler

Una cuestión que es conveniente tener en cuenta en el momento de seleccionar un cilindro es la limitación de su carrera a causa del posible pandeo. En este factor influye además del recorrido la fuerza a realizar y el diámetro del vástago.

- Diámetro del vástago

Con la longitud de pandeo y la fuerza necesaria en el cilindro, empleamos la figura 28, que permitirá determinar el diámetro mínimo del vástago para que no sufra rotura por pandeo.

Datos que se deben tener en cuenta:

- Longitud equivalente de pandeo

$$L_K = S_K + L_{TT} \quad (21)$$

- Longitud total

$$L_{TT} = L + L_{CIL} \quad (22)$$

- Fuerza que actúa en el cilindro (F_{CIL}).

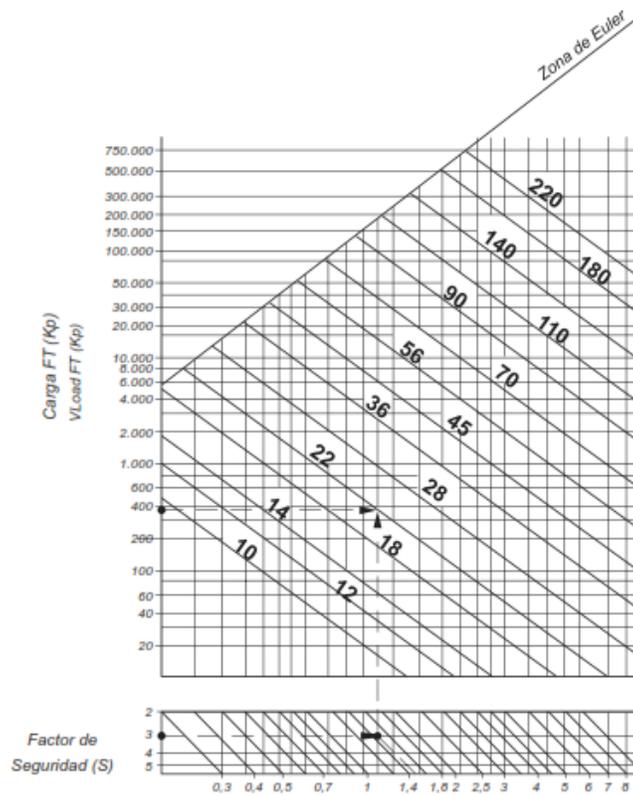


Figura 28: Gráfico de Pandeo.

Fuente: Tabla de Euler

- Fuerza mínima para que se produzca el pandeo en el cilindro

$$F_{Pa} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{L_K^2 \cdot C_p} \quad (23)$$

Momento de inercia

$$J = \frac{\pi \cdot d_v^4}{64} \quad (24)$$

C_p : Coeficiente de seguridad que varía entre 2 a 5.

d.2.3.2. Caídas de presión:

- Pérdidas de carga en tuberías

Para el cálculo de pérdidas de carga en tuberías rectas se puede partir de caudales y diámetros o pérdidas de carga por unidad de longitud.

$$\Delta p = \lambda_R \cdot \frac{L_T \cdot v_C^2}{2 \cdot g \cdot d_{int}} \quad (25)$$

• Número de Reynolds R_e

Es la relación entre la fuerza de inercia y la viscosidad de un fluido, representado por la ecuación siguiente:

$$R_e = \frac{v_C \cdot d_{int}}{\nu_{vis}} \quad (26)$$

Para valores de $R_e \leq 2100$ (para flujo interno en tuberías circulares) el flujo se mantiene estacionario y se comporta como si estuviera formado por láminas delgadas, a este flujo se le llama flujo laminar.

Para valores de $2100 \leq R_e \leq 3000$ (para flujo interno en tuberías circulares), este régimen se denomina de transición.

Para valores de $R_e \geq 3000$, (para flujo interno en tuberías circulares). Este régimen es llamado turbulento, es decir caracterizado por un movimiento desordenado, no estacionario y tridimensional.

Coefficiente de fricción en tuberías λ : se trata de un coeficiente adimensional cuyo valor varía en función del número de Reynolds y de la rugosidad relativa, k/D .

En flujo laminar se emplea la expresión de Hagen- Poiseuille con la ecuación:

$$\lambda_L = \frac{64}{Re} \quad (27)$$

Con flujo intermedio o transitorio no se debe trabajar por ser considerado una zona crítica.

En flujo turbulento para un $Re \leq 10^5$ se emplea la ecuación.

$$\lambda_T = \frac{0.316}{Re^{0.25}} \quad (28)$$

Y $Re > 10^5$ la ecuación es:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_T}} = 2 \log \frac{Re \cdot \sqrt{\lambda_T}}{2.51} \quad (29)$$

CAPÍTULO III.

d.3. Generalidades de diseño

d.3.1 Condiciones de equilibrio

La segunda condición de equilibrio, también es conocida como “Equilibrio rotacional” la cual menciona: “La suma algebraica de los momentos de todas las fuerzas respecto a un punto cualquiera es igual a cero”.

Es decir, cuando se aplica una fuerza en algún punto de un cuerpo, éste tiende a realizar un movimiento de rotación en torno a algún eje. La propiedad de la fuerza para hacer girar al cuerpo se mide con una magnitud física que llamamos torque o momento de la fuerza, figura 29.

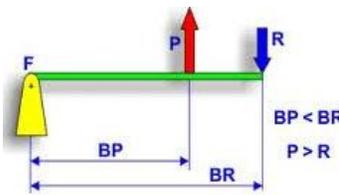


Figura 29. Segunda Condición de Equilibrio.

Fuente: (CEJAROSU, 2005)

Un momento es igual:

$$\sum M = F \cdot d \quad (30)$$

El momento de una fuerza con respecto a un punto cualquiera, es igual al producto de la fuerza por la distancia perpendicular del centro de momento a la fuerza (brazo de momento). Los signos de éste pueden ser positivos cuando el movimiento es anti-horario con respecto a su eje, y negativos cuando es horario con respecto a su eje.

La segunda condición de equilibrio se basa en la palanca para generar un giro. Ya que ciertas herramientas se basan en un procedimiento simple diseñado sobre un punto de apoyo que consigue multiplicar la fuerza ejercida en un determinado lugar de la palanca para superar una resistencia. Para conseguirlo se hace necesario aumentar el recorrido que existe entre el lugar en donde se realiza la fuerza y el punto de apoyo.

d.3.2. Acoplamientos Mecánicos

Los acoplamientos tienen por función prolongar líneas de transmisión de ejes o conectar tramos de diferentes ejes, estén o no alineados entre sí. Si dos ejes se pudieran alinear perfectamente, podrían ser conectados con dos cubos con bridas o pernos. Una vez realizado se tiene la seguridad que ninguna de las dos máquinas se moverá sobre la cimentación y que ésta no se asentará.

d.3.2.1. Tipos de acoplamientos

Básicamente los acoplamientos se clasifican en dos tipos, los rígidos y los flexibles:

d.3.2.1.1. Acoplamientos Rígidos

Los acoplamientos rígidos se diseñan para unir dos ejes en forma apretada de manera que no sea posible que se genere movimiento relativo entre ellos.

Su única función es acoplar dos árboles para transmitir potencia y no tienen posibilidad de absorber cualquier falta de alineamiento aunque en algunos casos pueden ser capaces de ajustar las deformaciones axiales. Por lo tanto, estos acoplamientos se deben utilizar siempre en la unión de árboles perfectamente alineados y cortos, figura 30.



Figura 30. Acoplamientos Rígidos Ringspann.

Fuente: (INTEREMPRESAS , 2012)

Pueden ser:

- Acoplamientos con prisioneros

Llevan un prisionero duro que se introduce a presión, para transmitir a la vez el par de torsión y las cargas axiales.

- Acoplamientos con cuña

Pueden transmitir un par de torsión sustancial y suelen combinarse con un prisionero y con una cuña a 90°. Para una sujeción correcta contra la vibración, se usan prisioneros con un extremo en forma de taza,

- Acoplamiento por sujeción

Se fijan alrededor de ambos árboles y transmiten el par de torsión por fricción.

d.3.2.1.2. Acoplamientos Flexibles

Los acoplamientos flexibles son diseñados de tal manera que sean capaces de transmitir torque con suavidad, en tanto permiten cierta desalineación axial, radial o angular, figura 31.



Figura 31. Acoplamiento Flexibles.

Fuente: (Acoplamiento Mecánicos , 2010)

Dependiendo del método utilizado para absorber la desalineación, los acoplamiento flexibles pueden ser:

- Acoplamiento del tipo de engranaje

Estos acoplamiento constituyen el diseño más universal; pueden fabricarse casi para cualquier aplicación desde unos cuantos caballos de potencia hasta miles de ellos (desde menos de 1 rev/min. hasta más de 20.000 rev/min.). Estos acoplamiento pueden utilizarse en máquinas con árboles acoplados cerrados o para grandes separaciones entre los árboles conectados. Por otra parte requieren lubricación periódica (cada seis meses) debido a que el lubricante es sometido a grandes fuerzas centrífugas, son rígidos respecto a la tracción.

- Acoplamiento de cadena

Los acoplamiento de cadenas sobresalen por su sencillez. Todo lo que se necesita son dos ruedas dentadas y un trozo de cadena doble. Por lo general se utiliza a bajas velocidades, excepto cuando se les agrega una cubierta especial, metálica o de plástico, para contener el lubricante, de lo contrario sería expulsado por la acción de las fuerzas centrífugas. Este se utiliza en aplicaciones acopladas cerradas.

- Acoplamiento de rejilla de acero

Este tipo de acoplamiento es semejante, en muchos aspectos al de engranaje. Tiene dos cubos con dientes externos, pero con un perfil especial. En vez de manguitos con dientes internos tiene una rejilla de acero que pasa por todos los dientes. Debido a que la rejilla

se flexiona un poco bajo la acción del momento de torsión, es menos rígido respecto a la torsión que el de engranaje.

- Acoplamientos de elementos flexionantes

Estos acoplamientos absorben la desalineación por la flexión de uno o más de sus componentes. Con el tiempo esta flexión puede hacer que falle el elemento, el cual deberá remplazarse. Resulta evidente que cuanto menor sea la desalineación que deba absorber el acoplamiento, menor será la flexión que deben sufrir los elementos pudiendo así obtenerse un servicio más largo sin problemas.

Dependiendo del material utilizado del elemento flexionante, los acoplamientos se pueden dividir en dos tipos:

✓ Con elemento metálico:

El elemento flexible no es de una sola pieza, se trata más bien de un paquete de muchos discos estampados, normalmente hechos con acero inoxidable.

Con unas cuantas excepciones no se puede utilizar a altas velocidades. El paquete de discos múltiples ofrece la ventaja de un sistema redundante, y el acoplamiento puede funcionar incluso después de que han fallado uno o más discos. Sin embargo el remplazar discos debe hacerse con el paquete como un todo, en vez de remplazar sólo los discos quebrados.

✓ Con elemento elastómero:

Existen muy pocos diseños que utilizan elementos elastómeros: en algunos se tiene caucho, con o sin pliegues, y en otros se tienen plásticos. Cada modelo posee sus ventajas y desventajas propias, muchas veces la disponibilidad en algunas zonas es particular. Estos pueden ser:

- Llantas de caucho: La llanta de caucho está sujeta mediante mordazas a cada cubo, y se desliza axialmente para poder remplazarlas sin mover las máquinas conectadas.

- Rosquilla de caucho: La rosquilla está atornillada por sujetadores a los cubos y en el proceso también se precomprime para que nunca trabaje con tensión. Se desliza axialmente en uno de los insertos para facilitar su instalación sin perturbar las máquinas conectadas.
- Elemento ranurado: Este elemento resbala axialmente hacia adentro de los cubos y es de caucho o de plástico. Con el fin de remplazar el elemento, uno de los cubos debe empujarse hacia atrás axialmente. Para máquinas con acoplamientos muy cerrados, el elemento se desliza axialmente para que las máquinas no tengan que moverse en la instalación del mismo.
- Quijada: Este acoplamiento también se conoce como de estrella, debido a la forma del elemento elastómero. Este tipo tal vez sea el más sencillo, pero tiene las siguientes desventajas: Puede absorber muy poca desalineación y por lo común puede transmitir menos de 100 HP (74.6 kW.) y de manera semejante al que tiene elemento ranurado, tiene que moverse axialmente uno de los cubos para poder remplazarlo.

d.3.2.1.3. Acoplamientos Articulados:

Los acoplamientos articulados o angulares se utilizan cuando se requiere la transmisión de potencia entre árboles que se cortan con un ángulo determinado o árboles en diferentes posiciones, figura 32.



Figura 32. Acoplamientos Articulados.
Fuente: (Acoplamientos Mecánicos , 2010)

d.3.3. Selección de los acoplamientos

Por lo general los acoplamientos se suministran como parte de cualquier equipo nuevo, en vez de tener que seleccionar un acoplamiento nuevo, solo debe enfrentarse la necesidad de reemplazar uno viejo, o alguna parte de él. Suponiendo que el fabricante del equipo haya seleccionado el tipo y tamaño correcto del acoplamiento, se generan pocos problemas. Sin embargo, hay casos en que los acoplamientos no duran la vida útil esperada, o bien se compra una pieza nueva sin el impulsor y debe seleccionarse un acoplamiento. El proceso no es sencillo, porque no existe aplicación en que solo un tipo sería el adecuado.

El par nominal es el factor principal de dimensionado de los acoplamientos de los ejes y de las máquinas directamente conectadas a ellos.

El par nominal a transmitir está en función de la potencia a transmitir y de la velocidad de rotación:

$$C = \frac{9735 \cdot P_M}{N_M} \quad (31)$$

La potencia nominal a transmitir es la que tiene la máquina impulsora expresada en kW o HP. Los acoplamientos elastómeros pueden transmitir potencias dentro de un rango de 1, hasta 2000 kW. La velocidad de rotación expresada en rev/min, es la que tiene la máquina motriz y debe ser inferior a la velocidad máxima del acoplamiento. En general, los acoplamientos pueden soportar velocidad de hasta 10000 rev/min, valor superior a velocidades de los motores eléctricos.

La elección de un acoplamiento con el tamaño correcto es muy importante, para hacerlo es necesario conocer no sólo la potencia y velocidades requeridas, sino también la severidad del servicio que debe absorber, es decir, será necesario aplicar un factor de corrección o de servicio.

En la determinación del par nominal del acoplamiento, hay que tener en cuenta: Las irregularidades del par, debidas a los diferentes tipos de máquinas motrices y receptoras

(K1). Las frecuencias de arranque (K2). El número de horas de funcionamiento por día (K3).

El producto K_a de estos tres coeficientes K1, K2 y K3, se denomina coeficiente de seguridad o factor de carga, y se obtiene de las siguientes tablas (10, 11, 12):

Tabla 10. Coeficiente K1 para Máquina Motriz Receptora.

Motor electr. y turbina	Máq. de piston		Máquina receptora	Ejemplos de máquinas receptoras
	4 a 6 cilind.	1 a 3 cilind.		
1	1,2	1,4	1 Marcha regular Inercia muy pequeña	•Eje de reenvío •Generador de alumbrado •Linea de ejes •Bombas centrifugas •Ventilador centrifugo ...
1,2	1,4	1,7	2 Marcha irregular Inercia pequeña	•Agitador de líquidos •Cinta transportadora •Ascensor •Máquinas herramientas rotativas para madera y metales •Máquinas textiles ligeras •Plegadoras •Bombas de engranajes •Bombas de paletas •Ventiladores ...
1,4	1,7	2	3 Marcha irregular Inercia media	•Agitador de líquidos cargados •Compresor rotativo •Transportadora de rodillos •Desmenuzadoras •Hornos rotativos •Máquinas para maderas (desbastadora, sierra de cinta ...) •Máquinas para imprimir •Mezclador •Montacargas •Punzonadora •Bomba centrifuga para líquidos cargados ...
1,7	2	2,4	4 Marcha irregular Inercia media De golpes medios	•Hormigonera •Molino de percusión •Molino de bolas •Compresor de pistón con volante de inercia •Transportador de cadena •Grúa •Laminador de metales ligeros •Máquinas de molino harinero •Martillo pilón •Telar •Bomba de pistón con volante de inercia •Cepilladora de metales •Tomos elevadores •Ventiladores de mina ...
2	2,4	2,8	5 Marcha irregular Inercia importante De golpes importantes	•Molino de martillos •Calandra (de caucho, textil ...) •Compresor de pistón con pequeño volante de inercia •Desfibradora de madera •Excavadora •Laminador •Bomba de pistón con pequeño volante de inercia •Prensa forjadora •Prensa para fabricación de papel •Tamiz vibrante ...
2,4	2,8	3,3	6 Marcha irregular Inercia muy importante De golpes muy importantes	•Compresor de pistón sin volante de inercia •Triturador •Generador de soldadura •Laminador pesado •Prensa de mam-posteria •Bomba de pistón sin volante de inercia ...

Fuente: (QUILODRÁN, y otros, 2007)

Tabla 11. Coeficiente K2 para Frecuencia de Arranque.

Según máquina motriz - máquina receptora Ver cuadro K ₁	NUMERO DE ARRANQUES POR HORA				
	1	10	30	60	120
1	1	1,2	1,3	1,5	1,6
2 3	1	1,1	1,2	1,3	1,4
4 5 6	1	1,05	1,1	1,2	1,2

Fuente: (QUILODRÁN, y otros, 2007)

Tabla 12. Coeficiente K3 para el Número de Funcionamiento Diario.

Número de horas de funcionamiento diario	0 - 2	2 - 8	8 - 16	16 - 24
Coeficiente K ₃	0,9	1	1,1	1,2

Fuente: (QUILODRÁN, y otros, 2007)

La determinación de un acoplamiento implica, por lo tanto el conocimiento de los siguientes parámetros:

Par nominal a transmitir

El par nominal a transmitir es en función de la potencia nominal a transmitir y de la velocidad de rotación.

Coeficiente de seguridad – Par nominal del acoplamiento

En la determinación del par nominal del acoplamiento, hay que tener en cuenta:

- Las irregularidades del par debido a los tipos de máquinas motrices y receptoras (K₁)
- Las frecuencias de arranque (K₂)
- El número de horas de funcionamiento por día (K₃)

El producto K_a de estos 3 coeficientes K₁, K₂, K₃, se denomina coeficiente de seguridad o factor de carga.

$$C_{aco} = K_a \cdot C \tag{32}$$

Hay que evitar un coeficiente de seguridad excesivo porque podría seleccionar un acoplamiento sobredimensionado y demasiado rígido.

e.- MATERIALES Y MÉTODOS

e.1 Materiales.

Los materiales para el desarrollo del proceso investigativo, están detallados a continuación.

La Cizalladora del Taller Mecánico.

Calibrador o Pie de Rey.

Flexómetro.

Planchas o láminas de diferente espesor.

Balanza de gancho o resorte (romana).

Herramientas para trabajo de electricidad.

e.2 Proceso Metodológico

El proceso metodológico del proyecto es partiendo desde la interrogante ¿cuáles son las unidades de análisis más importantes?, las mismas que son:

Estudio físico y mecánico de la cizalla.

Diseño y selección del sistema más adecuado de accionamiento.

Implementación del sistema semiautomático.

Validez del sistema.

Análisis de seguridad.

Luego se determinó cuáles son los problemas posibles de la investigación:

No se dispone de un análisis mecánico - operacional que demuestre la eficiencia mecánica de la Cizalladora de planchas y perfiles.

- El accionamiento de la cizalladora mediante pedal provoca excesiva fuerza humana, mayor mano de obra y tiempos empleados en el corte.
- Falta de un sistema semiautomático de la cizalladora que nos permita demostrar su validez, seguridad y confiabilidad.

Conocidas las unidades de análisis y los posibles problemas, se trabajó de manera sistemática con la siguiente metodología.

- ✓ Revisión general del método de corte mediante la cizalladora.
- ✓ Esquematación y caracterización de todos los componentes existentes de la máquina antes mencionada.
- ✓ Organización de la información adquirida.
- ✓ Deducción de cuál es el sistema de accionamiento que permita sustituir el actual.
- ✓ Selección general de los componentes que debe tener el nuevo sistema de corte de la cizalladora.
- ✓ Dimensionamiento de los componentes y accesorios del accionamiento seleccionado de la máquina, para su correcto funcionamiento (sistema eléctrico, sistema mecánico, sistema hidráulico, etc.).
- ✓ Construcción del sistema de accionamiento de corte de la cizalladora.
- ✓ Constatar el correcto funcionamiento de la máquina.
- ✓ El proceso metodológico detallado anteriormente está basado en los métodos científicos de orden teórico - práctico, como la observación sistemática, medición, deducción, análisis, síntesis, entre otros, esto debido a los múltiples campos que implica el presente proyecto.

Con toda la información sobre el desarrollo del proyecto fue procesada de la siguiente forma:

De manera primordial se inició analizando las partes constitutivas de la máquina que permitió conocer la capacidad de corte que tiene ésta, la cual detallamos a continuación:

Máquina Cizalla Guillotina de Pedal, marca FORTEX, modelo FTX-1.5x1320 CGP, con las siguientes dimensiones: longitud 1680 mm, Ancho 760 mm y una altura de 1150 mm. Tiene una capacidad máxima de corte de 1.5 mm de espesor y un ancho de 1320 mm de la plancha metálica, con un ángulo de inclinación de la cuchilla superior de 1.5°, puede cortar materiales tales como:

Acero, aluminio y bronce, siendo el acero el material más duro que puede cortar esta máquina. (ANEXO 2 – 9.1).

Una vez analizada física y técnicamente la cizalladora, se sistematizó la información que permita el estudio teórico y experimental de las fuerzas que se producen en el proceso de corte con el tipo de accionamiento mecánico (pedal) de la máquina.

Para cortar una lámina metálica los operadores deberán realizar una fuerza directa en pedal por lo que el análisis teórico debe realizarse en él, figura 33.

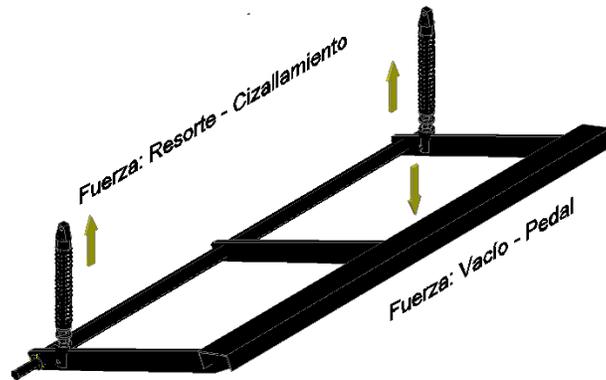


Figura 33. Pedal de la Cizalla del Taller Mecánico.

Fuente: Patricio Medina 2013

Para determinar la fuerza de corte que actúa en el pedal de la máquina, es necesario determinar la fuerza de cizallamiento y la fuerza total que se ejerce en el resorte por efecto del pedal.

a.- Fuerza de Cizallamiento

La cizalla del taller mecánico tiene un diseño de fábrica que le permite cortar un espesor (t) máximo de 1.5 mm, cuenta con dos cuchillas; una fija (inferior) y una móvil (superior). La superior con una inclinación de 1.5° (ángulo de corte), el accionamiento es mecánico (pedal), figura 34; además el retorno del pedal es realizado por dos resortes.

En el análisis de la fuerza de cizallamiento es necesario conocer el tipo de material de la lámina (chapa), esfuerzos máximos de corte (esfuerzo de cizallamiento) de la tabla 1 y el ángulo de inclinación de la cuchilla superior. Mediante la ecuación (3) se procede a calcular la fuerza de cizallamiento.

En la tabla 13, se calcula la fuerza de cizallamiento de los diferentes tipos de materiales que la cizalla puede cortar.

$$F_{CG} = 0.25 \frac{e^2 \cdot \sigma_t}{\tan \lambda}$$

Dónde:

e: 1.5 mm

(λ): 1.5°

σ_t: Esfuerzo de cizallamiento (tabla 1)

Tabla 13. Fuerza de Corte de la Cizalla a Diferentes Materiales.

MATERIAL	ESFUERZO DE CORTE ($\frac{N}{mm^2}$)	FUERZA DE CORTE (N)
Acero laminado 0.1% C	313.6	6736.44
Acero laminado 0.2% C	392	8420.56
Acero laminado 0.3% C	470.4	10104.67
Acero laminado inoxidable	588	12630.83
Aluminio	147	3157.71
Cobre	294	6315.42

Fuente: Patricio Medina 2013

Luego se procede a seleccionar de la tabla 13, la fuerza mayor, la cual se emplea en el cálculo de la fuerza de corte del pedal, entonces la fuerza de cizallamiento será la del acero laminado 0.2% C.

$$F_{CG} = 8420.56 \text{ N}$$

b.- Fuerza Máxima del Resorte

Analizando la fuerza ejercida en el resorte por efecto del pedal, se realizó un ensayo que permitirá determinar la constante elástica del resorte (k), figura. 35.



Figura 34. Ensayo para la Determinación de la Fuerza de Vacío.

Fuente: Patricio Medina 2013

En dicho ensayo se colocó entre la base de bancada de la cizalla y el pedal un dinamómetro o romana de 100 kg, y se realizó algunas pruebas en vacío (sin realizar ningún tipo de corte), que permiten obtener algunos datos del desplazamiento del resorte, que se resume en la tabla 14.

Tabla 14. Datos de Desplazamiento del Resorte.

Fuerza del pedal en vacío (kgf) \approx (N)	Desplazamiento del resorte (m)	Ángulo de inclinación del pedal (α)
24 \approx 235.36	0.005	24°
48 \approx 470.72	0.010	22.5°.
72 \approx 706.08	0.015	21°
96 \approx 941.44	0.02	19.5°

Fuente: Patricio Medina 2013

Con los datos obtenidos en el ensayo y con la condición de equilibrio (ecuación 30) se analiza todas las fuerzas que actúan en el resorte por acción del pedal, figura 35-36.

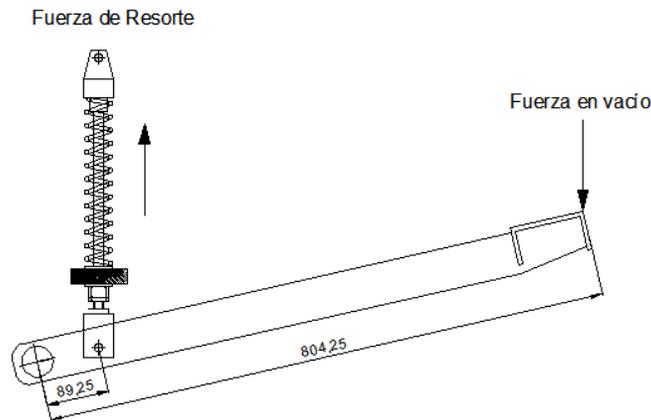


Figura 35. Fuerza en Vacío.
Fuente: Patricio Medina 2013

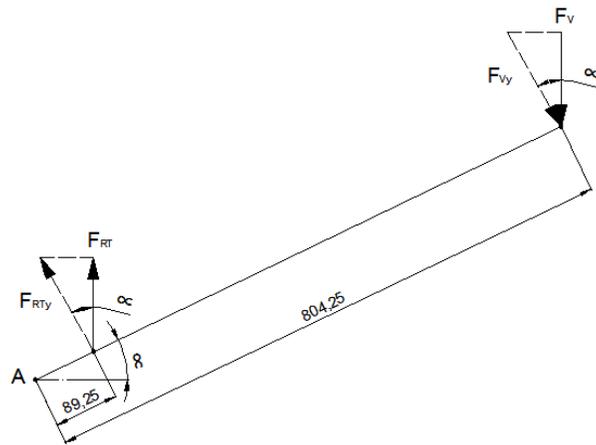


Figura 36. Esquema de la Fuerza de Resorte.
Fuente: Patricio Medina 2013

$$\downarrow \sum M_A = 0$$

$$-89.25 \text{ mm} \cdot F_R \cdot \cos \alpha + 804.25 \text{ mm} \cdot F_V \cdot \cos \alpha = 0$$

$$F_R = \frac{804.25 \text{ mm} \cdot F_V}{89.25 \text{ mm}}$$

Despejada la fórmula de la fuerza de resorte y con los datos de la tabla 14, se obtienen las siguientes fuerzas, tabla 15, que permitirán determinar la constante del resorte.

Tabla 15. Fuerzas de Resorte.

Fuerza del pedal en vacío (N)	Fuerza de Resorte (N)
235.36	2120.88
470.72	4241.75
706.08	6362.63
941.44	8483.51

Fuente: Patricio Medina 2013

Conociendo que la fuerza del resorte es directamente proporcional a la constante elástica del resorte y a su desplazamiento se tiene:

$$F_R = K \cdot x \quad (33)$$

Despejando de ella su constante.

$$K = \frac{F_R}{x} \quad (34)$$

Para la determinación de la constante K se toman los datos de desplazamiento (x) de la tabla 14, las fuerzas que actúan en el resorte (F_R) de la tabla 15, (ecuación 34); obteniéndose así los datos resumidos a continuación, tabla 16.

Tabla 16. Constante K de Resorte.

Fuerza de Resorte (N)	Desplazamiento del resorte (m)	Constante K ($\frac{N}{m}$)
2120.88	0.005	424175.42
4241.75	0.010	424175.42
6362.63	0.015	424175.42
8483.51	0.02	424175.42

Fuente: Patricio Medina 2013

Empleando la ecuación 40, se tiene que la constante K es $424175.42 \frac{N}{m}$ (tabla 16), y el desplazamiento total del pedal de 0.045 m, se obtiene que la fuerza máxima del resorte es:

$$F_{RT} = 424175.42 \frac{N}{m} \cdot 0.045 \text{ m}$$

$$F_{RT} = 19087.89 \text{ N}$$

Fuerza Máxima Pedal

Y por último se calcula la fuerza máxima necesaria que aplicada al pedal produce el corte de la chapa a su capacidad máxima (1.5 mm), figura. (37-38).

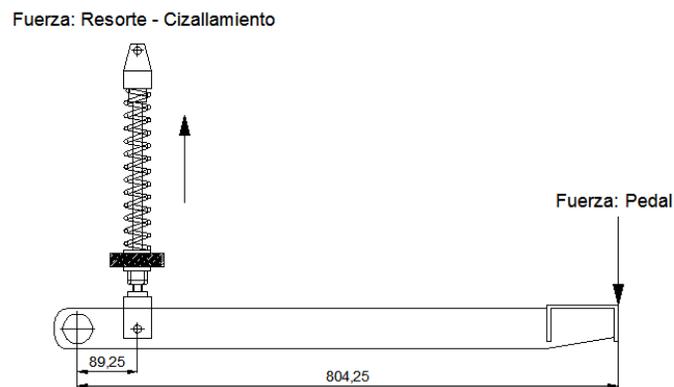


Figura 37. Fuerza Total de Corte del Pedal.

Fuente: Patricio Medina 2013

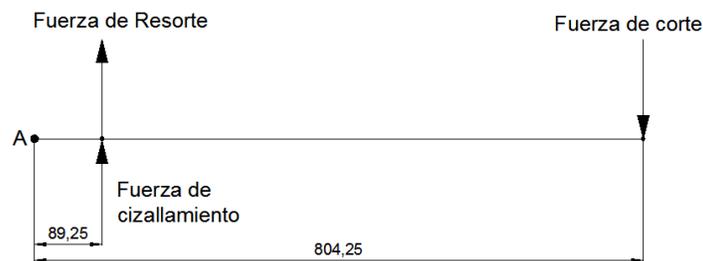


Figura 38. Esquema de la Fuerza Total de Corte.

Fuente: Patricio Medina 2013

$$\downarrow \sum M_A = 0$$

$$89.25 \text{ mm} \cdot F_{RT} - 89.25 \text{ mm} \cdot F_{CD} + 804.25 \text{ mm} \cdot F_P = 0$$

$$F_p = \frac{89.25 \text{ mm} \cdot (F_{RT} + F_{CD})}{804.25 \text{ mm}}$$

$$F_p = \frac{[89.25 \text{ mm}(19087.89 + 8420.56) \text{ N}]}{804.25 \text{ mm}}$$

$$F_p = 3052.69 \text{ N}$$

Fuerza requerida para cortar una plancha en condiciones iniciales de la cizalla.

Obtenida la fuerza necesaria de corte en condiciones iniciales de la cizalla, se analiza entre las máquinas en los mercados extranjeros que tienen diferentes accionamientos al mecánico por pedal (eléctrico, neumático e hidráulico), teniendo como más adecuado el sistema de accionamiento mecánico-hidráulico.

Con la ayuda del método sintético que permitió reunir la información adecuada de cuáles son los parámetros más adecuados para el diseño de una central hidráulica (o del sistema hidráulico).

c. Dimensionamiento y selección de los componentes del sistema hidráulico

- Fuerza que actúa en el cilindro

Para el diseño del sistema hidráulico se parte de la determinación de la fuerza necesaria a aplicar en el cilindro hidráulico para realizar el corte de las planchas. El cilindro hidráulico se lo ubica entre la bancada (o mesa) y el pedal de la cizalla (ANEXO 9.2). Figura (39-40).

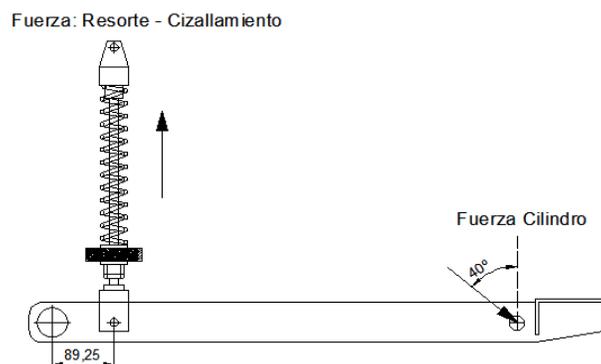


Figura 39. Fuerza Necesaria en el Cilindro Hidráulico.

Fuente: Patricio Medina 2013

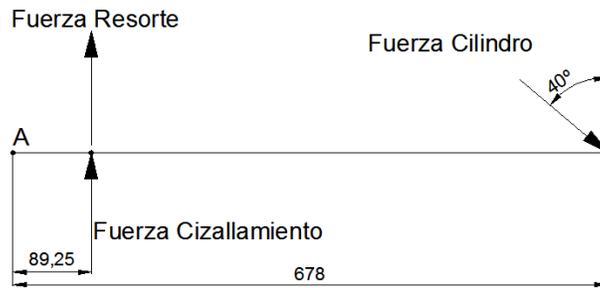


Figura 40. Esquema de la Fuerza del Cilindro.

Fuente: Patricio Medina 2013

$$\downarrow \sum M_A = 0$$

$$-89.25 \text{ mm} \cdot F_{RT} - 89.25 \text{ mm} \cdot F_{CD} + 678 \text{ mm} \cdot F_{cil} \cdot \cos 40^\circ = 0$$

$$F_{CIL} = \frac{[89.25 \text{ mm} \cdot (F_{RT} + F_{CD})]}{678 \text{ mm} \cdot \cos 40^\circ}$$

$$F_{CIL} = \frac{[89.25 \text{ mm} \cdot (19087.89 + 8420.56) \text{ N}]}{678 \text{ mm} \cdot \cos 40^\circ}$$

$$F_{CIL} = 4727.06 \text{ N}$$

Una vez obtenida la fuerza aplicable al cilindro, se procede con el cálculo de los principales componentes que forman parte de un sistema hidráulico.

Para este sistema hidráulico se ha seleccionado el cilindro de doble efecto.

- Área del Cilindro

Para el cálculo del diámetro del émbolo del cilindro se trabajará con una presión de 100 bares para sistemas hidráulicos de media presión (acápite d.2.1.). Empleando la ecuación (15), se tiene:

$$D_E = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{CIL}}{\eta_r \cdot f_c \cdot \pi \cdot P}}$$

Dónde:

$$F_{CIL} = 4727.06 \text{ N}$$

$$P_S = 100 \text{ bares} \approx 10 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

η_r : Coeficiente de rozamiento de los componentes del cilindro, igual 0.9

f_c : Factor de carga de 0.7, para velocidades normales.

$$D_E = \sqrt{\frac{4 \cdot 4727.06 \text{ N}}{0.9 \cdot 0.7 \cdot \pi \cdot 10 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}}$$

$$D_E = 30.9 \text{ mm}$$

De acuerdo con las tablas 6 y 7 normalizadas, seleccionamos un cilindro hidráulico de diámetro de 2 pulgadas.

- **Bomba hidráulica**

Para el dimensionamiento de la bomba hidráulica se debe tener en cuenta:

Área del cilindro hidráulico comercial.

$$A_{CC} = \frac{\pi \cdot \phi_{CC}^2}{4}$$

Dónde:

$$\phi_{CC} = 50.8 \text{ mm}$$

$$A_{CC} = \frac{\pi \cdot (0.00508 \text{ m})^2}{4}$$

$$A_{CC} = 2.0268 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

- **Velocidad de salida del vástago**

En la velocidad de salida del vástago se toma en cuenta las velocidades de cizallamiento recomendadas, (acápite d.1.2.).

$$v_{Cz} = 0.03 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- **Caudal nominal**

Para el cálculo del caudal nominal se utiliza la ecuación (8).

$$Q_n = v_{Cz} \cdot A_{CC}$$

$$Q_n = 0.03 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 2.0268 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$Q_n = 6.08 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

- Caudal real

Para el cálculo del caudal real del sistema se debe tener en cuenta el rendimiento volumétrico para lo cual se tiene la ecuación (9).

$$\eta_V = 0.95 \text{ Rendimiento volumétrico}$$

$$Q_R = \frac{Q_N}{0.95}$$

$$Q_R = \frac{6.08 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0.95}$$

$$Q_R = 6.40 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$Q_R = 3.84 \frac{\text{L}}{\text{min}} \text{ o } 1.02 \frac{\text{gal}}{\text{min}}$$

- Potencia de accionamiento de la bomba

Para el cálculo de la potencia de accionamiento de la bomba se utiliza la ecuación (10).

$$\eta_B = 0.85 \text{ Rendimiento de la bomba}$$

$$P_A = \frac{P_S \cdot Q_R}{\eta_B}$$

$$P_A = \frac{10000000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \cdot 6.40 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0.85}$$

$$P_A = 752.94 \text{ W} \approx 1.009 \text{ HP}$$

- Dimensionamiento del tanque

El depósito tendrá un volumen de 3 veces el caudal suministrado por la bomba en un minuto según la ecuación (11).

$$V_d = 3 \cdot 60s \cdot Q_r$$

$$V_d = 3 \cdot 60 \text{ s} \cdot 6.40 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$V_d = 0.01152 \text{ m}^3 \approx 11.52 \text{ L} \approx 3.04 \text{ gal}$$

- Diámetro interior de la tubería

Para la determinación del diámetro interior de la tubería se utiliza el caudal necesario para realizar una carrera. La velocidad de fluido está determinada según la tabla 3, que recomienda una velocidad de 4,5 m/s a una presión de 100 bares. Y según la ecuación (12) se tiene:

$$d_{\text{int}} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_R}{V_c \cdot \pi}}$$

$$d_{\text{int}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6.40 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{4.5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot \pi}}$$

$$d_{\text{int}} = 4.26 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

$$d_{\text{int}} = 4.26 \text{ mm} \approx 11/64 \text{ pulg}$$

d. Análisis Verificativo del Sistema Hidráulico

- Pérdidas de presión

Las pérdidas de presión en los sistemas hidráulicos no deben exceder del 5 al 10 % de su presión de trabajo o de lo contrario el sistema no se desempeñará con su mayor eficiencia.

Tubería de conducción:

En esta parte de la tubería es donde el sistema hidráulico permite resistir la máxima presión del sistema.

Para lo cual se determina previamente:

- Números de Reynolds

Que permite determinar el régimen en el que se encontrará el sistema, con ayuda de la ecuación (33).

$$R_e = \frac{v_c \cdot d_{int}}{u_{vis}}$$

$$u_{vis} = 9.3 \text{ cSt} \approx 9.3 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$$

$$R_e = \frac{4.5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 4.26 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{9.3 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}}$$

$$R_e = 2061.29 < 2100$$

- Coeficiente de Rozamiento

De acuerdo al acápite d.2.2.4. El régimen en este tramo de alta presión es un flujo laminar.

Por lo tanto el coeficiente de rozamiento en régimen laminar según la ecuación (34) es:

$$\lambda_L = \frac{64}{R_e}$$

$$\lambda_L = \frac{64}{2061.29}$$

$$\lambda_L = 0.03105$$

La caída de presión de la tubería de conducción que se obtiene con la ecuación (32) es:

$$\Delta p = \lambda_R \cdot \frac{L_T \cdot v_c^2}{2 \cdot g \cdot d_{int}}$$

$$\Delta p = 0.03105 \cdot \frac{1.5 \text{ m} \cdot (4.5 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{2 \cdot 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 4.26 \cdot 10^{-3} \text{ m}}$$

$$\Delta p = 11.2965 \text{ m. c. a.}$$

$$\Delta p = 11.2965 \text{ m. c. a} \cdot \frac{0.0098 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{1 \text{ mca}}$$

$$\Delta p = 0.111 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

La presión a la que trabaja el sistema es 10 N/mm^2 y por lo tanto el 10% será $\Delta P_s = 1 \text{ N/mm}^2$, cantidad a la cual la caída de presión no deberá superar ya que de lo contrario el sistema no se desempeñará con la máxima eficiencia.

Ahora se comprueba la caída de presión, lo que involucra las tuberías de alta y baja presión así como en los equipos y accesorios que conforman todo el sistema, en este momento para compensar la caída de presión que se genera en los accesorios se multiplica el resultado por tres y luego se verifica si es mayor al 10% de la presión de trabajo.

$$\Delta P_p = 3 \Delta p$$

$$\Delta P_p = 3 \cdot 0.111 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\Delta P_p = 0.333 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\Delta P_p < \Delta P_s$$

- **Actuador Hidráulico: Cilindro**

- Tiempo que se emplea para realizar una carrera, ecuación (16).

$$t_c = \frac{S_1 \cdot L}{Q_r}$$

$$t_c = \frac{2.0268 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot 0.3048 \text{ m}}{6.40 \cdot 10^{-5} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}$$

$$t_c = 9.66 \text{ s}$$

- Velocidad desarrollada por el vástago, ecuación (17).

$$V = \frac{L}{t_c}$$

$$V = \frac{0.3048 \text{ m}}{9.66 \text{ s}}$$

$$V = 0.032 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- Espesor o grosor de pared de una camisa (cilindro).

Una vez determinado el diámetro interno (émbolo) del conducto debe analizarse su grosor y su material.

Para lo cual inicialmente se toma los datos del cilindro hidráulico tales como:

$$D_E = 50.8 \text{ mm}$$

$$D_e = 60.32 \text{ mm}$$

Obteniendo geoméricamente un espesor del cilindro de:

$$e_c = \frac{D_e - D_i}{2}$$

$$e_c = \frac{60.32 \text{ mm} - 50.8 \text{ mm}}{2}$$

$$e_c = 4.76 \text{ mm}$$

$$e_{\text{Tapas}} = 16 \text{ mm}$$

Luego de ello se analiza el cilindro de pared gruesa, acápite d.2.3.1, empleando la ecuación (19):

$$e_{PG} = D_E \cdot \frac{P}{2 \cdot \frac{\sigma_{ad}}{F_s} \cdot m - 2P}$$

σ_{ad} : Tensión admisible del acero moldeado 840 Kg/cm², tabla 8.

$$\sigma_{ad} = 840 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \approx 82.3788 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$P = 10 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$F_s = 1.1$$

m: Módulo de conservación para tubos sin soldar / Acero o fundición, tabla 9.

$$m = 1$$

$$e_{PG} = 50.8 \text{ mm} \cdot \frac{10 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{2 \cdot \frac{82.3788 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{1.1} \cdot 1 - 2 \cdot 10 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

$$e_{PG} = 3.15 \text{ mm}$$

- Espesor de las tapas del cilindro, ecuación (20)

$$e_{TAPA} = 0.405 \cdot D_E \cdot \sqrt{\frac{P}{\sigma_{ad}}}$$

$$\sigma_{ad} = 840 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \approx 82.3788 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$P = 10 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$e_{TAPA} = 0.405 \cdot 50.8 \text{ mm} \cdot \sqrt{\frac{10 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{82.3788 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}}$$

$$e_{TAPA} = 7.17 \text{ mm}$$

- Análisis de pandeo del cilindro hidráulico (vástago)

Diámetro mínimo del vástago:

Ahora se comprobará el diámetro del vástago para soportar el pandeo. Según el tipo de fijación del cilindro con respecto a la máquina. Y la longitud de pandeo.

Datos del cilindro seleccionado:

$$L = 12 \text{ pulg} \approx 304.8 \text{ mm}$$

$$L_{CIL} = 22.25 \text{ pulg} \approx 565.15 \text{ mm}$$

Longitud total del cilindro, ecuación (21).

$$L_{TT} = L + L_{CIL}$$

$$L_{TT} = 304.8 \text{ mm} + 565.15 \text{ mm}$$

$$L_{TT} = 869.95 \text{ mm}$$

Fuerza de empuje del cilindro

$$F_{CIL} = 4727.06 \text{ N} \approx 482,03 \text{ kp}$$

El cilindro hidráulico se encuentra articulado en los dos extremos (figura 27), teniéndose como factor de corrección (S_K) igual a uno.

Longitud equivalente de pandeo, ecuación (22).

$$L_K = S_K \cdot L_{TT}$$

$$L_K = 1 \cdot 869.95 \text{ mm}$$

$$L_K = 869.95 \text{ mm}$$

Con la longitud de pandeo y la fuerza necesaria en el cilindro, empleamos la figura 28, que permitirá determinar el diámetro mínimo del vástago para que no sufra rotura por pandeo.

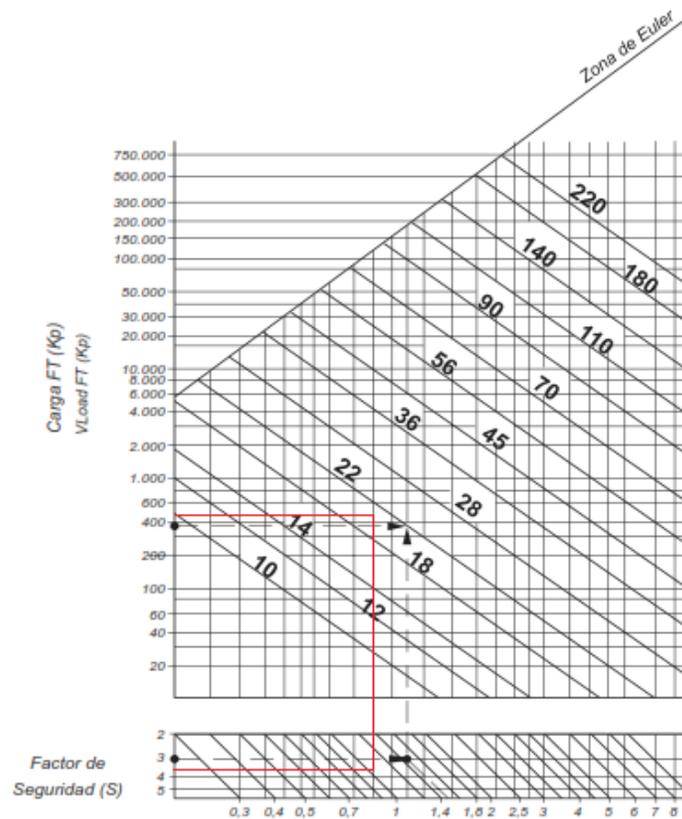


Figura 41: Análisis de Diámetro del vástago.

Fuente: Gráfico de Euler

Nos situamos en la gráfica 41, con una longitud de pandeo de 869.95 mm, una fuerza de empuje de 482,03 *kp* y un factor de seguridad de 3.5, se tiene que el diámetro mínimo del vástago está entre y 18 mm y 22 mm.

Por lo que un diámetro del vástago de 1.125 pulg (28.575 mm), está debidamente dimensionado.

- Fuerza mínima para que se produzca el pandeo en el cilindro, ecuación (23).

$$F_{Pa} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{L_K^2 \cdot C_p}$$

$$E = 210000 \frac{N}{mm^2}$$

$$L_K = 869.95 \text{ mm}$$

$$C_c = 3.5$$

- Momento de inercia, ecuación (24).

$$J = \frac{\pi \cdot d_v^4}{64}$$

$$d_v = 28.575 \text{ mm}$$

$$J = \frac{\pi \cdot (28.575 \text{ mm})^4}{64}$$

$$J = 34909.496 \text{ mm}^4$$

$$F_{Pa} = \frac{\pi^2 \cdot 210000 \frac{N}{mm^2} \cdot 34909.496 \text{ mm}^4}{(869.95 \text{ mm})^2 \cdot 3.5}$$

$$F_{Pa} = 27315.3 \text{ N}$$

De acuerdo al análisis verificativo del cilindro, tanto el espesor (pared y tapa) como el diámetro del vástago se encuentran en condiciones adecuadas para operar en este sistema.

e. Dimensionamiento del acoplamiento

Para la transmisión de movimiento y torque se empleará el sistema de acoplamientos mecánicos flexibles de quijada que son los más comerciales. En el cual se emplea la ecuación (31), para determinar el torque de la máquina transmisora.

$$C = \frac{9735 \cdot P_A}{N}$$

$$C = \frac{9735 \cdot 1.5 \text{ kW}}{1720 \text{ RPM}}$$

$$C = 8.49 \text{ Nm}$$

Luego se determina el torque del acoplamiento. Que se basa en multiplicar el torque de la máquina transmisora por el coeficiente de seguridad, ecuación (32).

$$C_{aco} = K_a \cdot C$$

K_a es el resultado de la multiplicación de los coeficientes de las condiciones de trabajo de las máquinas.

K_1 es el coeficiente que relaciona la máquina motriz, en este caso el motor eléctrico y máquina receptora la bomba hidráulica de paletas, utilizando la tabla 10, tenemos:

$$K_1 = 1.2 \text{ (2) Para marchas regular e inercia muy pequeña.}$$

K_2 es el coeficiente que establece la frecuencia con la que se arranque el sistema hidráulico, para lo cual se determina que la cizalla se utilizará una vez cada hora entonces con la tabla 11.

$$K_2 = 1$$

K3 es el coeficiente que determina el número de horas que se utiliza la máquina en el día, debido a que el uso de la cizalla del taller mecánico no es constante se asume que la máquina se utilizará de 2 a 8 horas en el día, con la tabla 12:

$$K_3 = 1$$

$$K_a = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3$$

$$K_a = 1.2 \cdot 1 \cdot 1$$

$$K_a = 1.2$$

$$C_{aco} = 1.2 \cdot 8.49 \text{ Nm}$$

$$C_{aco} = 10.188 \text{ Nm}$$

f. RESULTADOS

Analizado el sistema de accionamiento (pedal) de la máquina se obtiene los siguientes resultados:

Para el corte de una plancha de metal de dimensiones máximas (1.5x1320 mm) que puede cortar la cizalla del taller mecánico se debe emplear una fuerza de 3052.69 N, por consiguiente el empleo de dos operadores para efectuar un corte en la máquina a su máxima capacidad, figura 42.



Figura 42. Operación de Corte Accionado por Pedal.

Fuente: Patricio Medina 2014.

En la tabla 17 se resume los tiempos empleados por la cizalla con el sistema de accionamiento por pedal, con pruebas realizadas a diferentes espesores.

Tabla 17. Tiempos de Corte con el Accionamiento de Pedal.

Material y espesor	Tiempo (s)
Acero de 1.5 mm	25
Acero 1.2 mm	20
Acero 1 mm	15
Acero 0.9 mm	10
Acero galvanizado 0.7 mm	15
Acero galvanizado 0.5 mm	7
Acero galvanizado 0.4 mm	7
Acero Niquelada 1 mm	10

Fuente: Patricio Medina 2013

Selección de los componentes del sistema hidráulicos

Una vez analizado cada uno de los sistemas de accionamiento existentes en el mercado (Neumático, Hidráulico y Eléctrico), se selecciona como el más adecuado el hidráulico, del cual se obtiene los siguientes resultados.

Con la finalidad de que la cizalla trabaje tanto hidráulica como manualmente (pedal), el actuador hidráulico se lo ubicará entre el pedal de accionamiento y la bancada de la cizalla; se seleccionó el siguiente actuador. (ANEXO 9.2).

Un cilindro hidráulico de doble efecto, marca WOLVERINE modelo W200120, con las siguientes especificaciones técnicas. (ANEXO 3):

- Diámetro del émbolo: 2 pulgadas
- Diámetro del pistón: 1.125 pulgadas
- Carrera del cilindro: 12 pulgadas

Para el accionamiento del cilindro hidráulico se adquirió una bomba hidráulica de paletas, marca HONOR, modelo 1AG3U04R con las siguientes características (ANEXO 4).

- Presión de trabajo: 1600PSI
- Giro: 1720 RPM

- Caudal: 1.8 GPM
- Diámetro de succión: ½ pulgada
- Diámetro de descarga: ½ pulgada
- Potencia: 2 HP.

Para el trabajo de esta bomba hidráulica se seleccionó un motor eléctrico. Marca WEG de las siguientes características técnicas:

- Voltaje: 110 – 220 VCA
- Potencia: 2 HP (1.5 kW)
- Velocidad de giro: 1720 RPM
- Protección: IP 21

Una vez seleccionadas las partes primordiales de la unidad generadora de flujo, se elige la parte que se encargará de regular y transportar el fluido, entre los que se tiene:

En la transportación, una tubería flexible, marca COVALCA, modelo 2SN EN 853-EXCEDE SAE 100R2AT (ANEXO 5) de:

- Diámetro interno: 3/8 de pulgada
- Diámetro externo: 19 mm
- Presión máxima de trabajo: 325 bares
- Presión mínima de Ruptura: 1300 bares
- Radio mínimo de curvatura: 130 mm

En la distribución una válvula de control direccional senoidal en el avance y el retroceso con las siguientes características, (ANEXO 6):

- Marca: INTERNACIONAL
- Modelo: DG03-8C-220VCA-82WB
- Caudal máximo: 25 GPM
- Presión máxima de trabajo: 360 bares
- Accionamiento: senoidal
- Cuatro vías tres posiciones

En la regulación una válvula reguladora de presión. (ANEXO 7):

- Marca: INTERNACIONAL
- Modelo: MRV03-P2
- Rangos de Presión: 100-3000 PSI

En cuanto al fluido y su filtrado se seleccionó:

Fluido hidráulico Mobilfluid 424, con las siguientes características. Tabla 18:

Tabla 18. Características Técnicas del Fluido.

Viscosidad, ASTM D 445	
cSt @ 40°C	55
cSt @ 100°C	9.3
Viscosidad Brookfield, cP (@ -35 C)	4300
Índice de viscosidad, ASTM D 2270	145
Punto de congelación, °C, ASTM D 97	-42
Punto de inflamación, °C, ASTM D 92	198
Densidad @ 15°C kg/l, ASTM D 4052	0.88
Grado SAE	10W-30

Fuente: Patricio Medina 2013

El filtrado se lo realizará tanto en llenado del tanque como en la succión de la bomba eligiéndose los siguientes grados de filtración:

- Filtro de superficie: de 5 a 160 micras
- Filtro de aspiración: 140 micras

Entre los accesorios hidráulicos se seleccionó:

- Manómetro de un rango de 0 a 5000 PSI

Para la transmisión de movimiento entre el motor eléctrico y la bomba hidráulica se seleccionó un acoplamiento flexible tipo quijada con las siguientes características. (ANEXO 8):

- Marca: Lovejoy
- Modelo: L- 0.75

- Elemento elástico: Caucho nitrógeno color negro, de gran elasticidad tipo E-A (estrella)
- Potencia máxima: 1.59 kW
- Velocidad de Giro máxima: 1500 RPM.

Esquema Hidráulico.

Una vez seleccionado todos los componentes que se utilizaran en el sistema hidráulico, se realizó el esquema de conexión de todas sus partes:

Por medio del grupo motor-bomba se suministra la presión de trabajo necesaria para que funcione el sistema hidráulico de la máquina, la válvula direccional es la que apoya a dar el recorrido de ida y vuelta del vástago del cilindro hidráulico, ya que el sistema consta de un cilindro de doble efecto; si en el sistema ocurre una sobre presión actuará la válvula de seguridad, ésta se activa permitiendo que el sistema se ajuste a la presión correcta de trabajo.

Es necesario que los sistemas hidráulicos contengan filtros; por lo general un filtro para la salida del depósito y uno para la llegada al mismo, estos permiten eliminar las impurezas y residuos sólidos que fluyen en el sistema que pueden tapan los conductos y producir pérdidas de presión, figura 43.

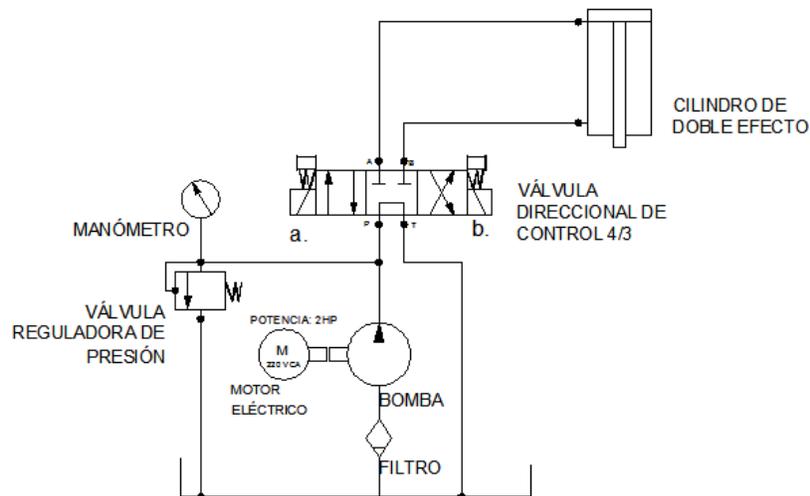


Figura 43. Esquema del Circuito Hidráulico.

Fuente: Patricio Medina 2013

Esquema del circuito eléctrico de la bobina de la válvula.

El accionamiento de la electroválvula es mediante pulsadores,

El pulsador verde (S1), accionará la electroválvula (a) que permite el avance del pedal ejecutándose el corte. Con el pulsador rojo (S2) se activará la electroválvula (b) así el pedal retornará a su condición inicial, figura 44.

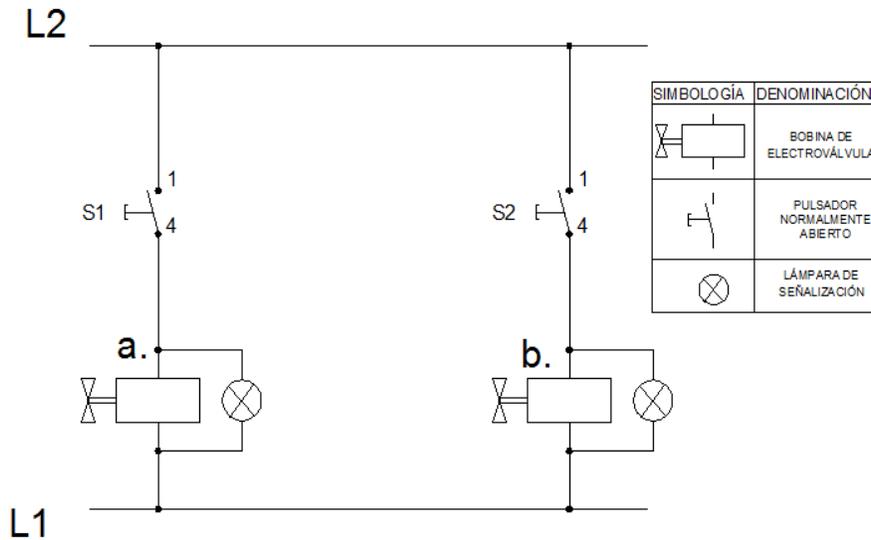


Figura 44. Esquema de Mando de la Electroválvula.

Fuente: Patricio Medina 2013

Esquema eléctrico general del sistema hidráulico.

Funcionamiento

Se pulsa el botón de marcha (ON de color negro) de la botonera industrial (SW) para el encendido de la unidad generadora de presión (motor- bomba), en el proceso de corte con la bomba trabajando se acciona el pulsador de marcha verde (S1) para efectuar el corte de la plancha y el rojo (S2) para el retorno del pedal. Para el apagado accionará el botón OFF (color rojo de la botonera), figura 45.

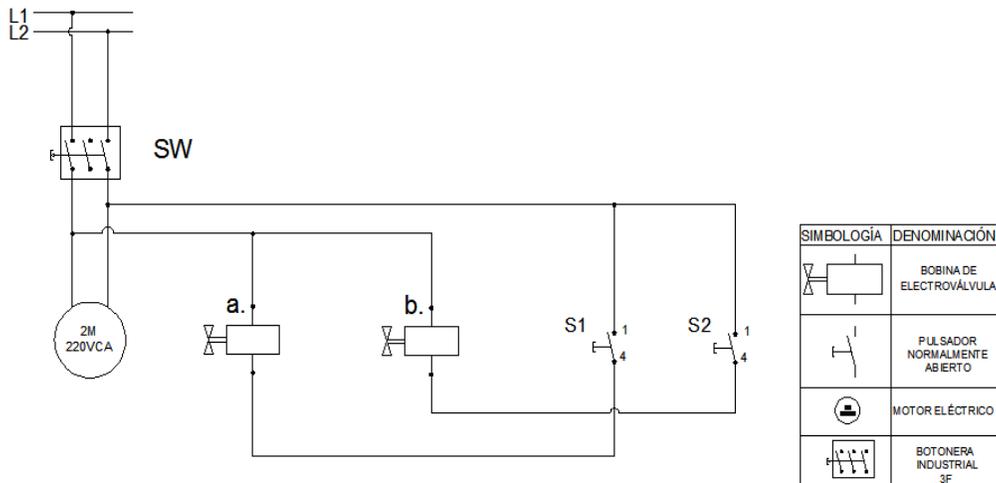


Figura 45. Esquema Eléctrico General.
Fuente: Patricio Medina 2013

Construcción del sistema semiautomático para la cizalladora del taller mecánico.

La construcción del sistema hidráulico a implementarse en la cizalladora del taller mecánico inició con la adquisición de cada uno de los elementos indispensables previamente seleccionados.

Una vez obtenidos dichos elementos se inicia con la construcción del tanque o depósito, el cual fue construido herméticamente de plancha negra de 3 mm de espesor, de acero ASTM-A36 con las siguientes dimensiones, figura 46, (ANEXO 9.3):

- Longitud: 420 mm
- Ancho: 320 mm
- Altura: 300 mm



Figura 46. Depósito de Aceite
Fuente: Patricio Medina 2013

La tapa del depósito se construyó de igual material que éste, de forma que sobre ella se puedan ubicar el motor, la bomba, las válvulas hidráulicas, los filtros, constituyéndose así la unidad generadora de presión, figura 47, (ANEXO 9.4).

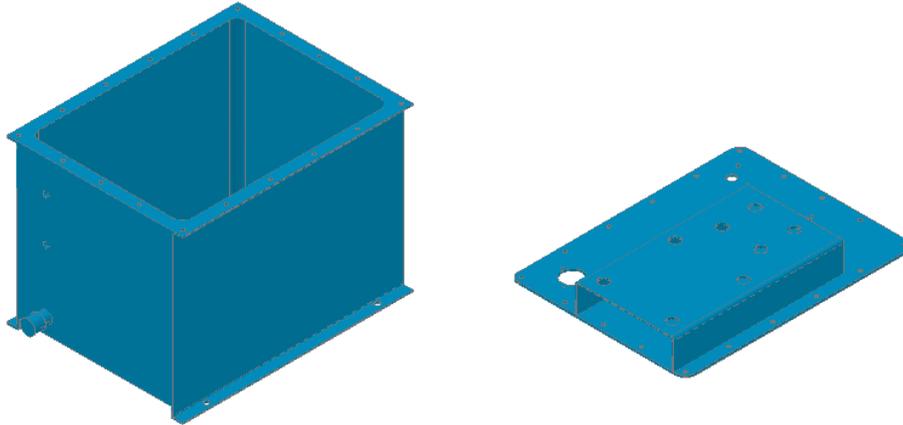


Figura 47. Depósito y Tapa
Fuente: Patricio Medina 2013

Una vez construido el tanque y su respectiva tapa se inició con el montaje de cada uno de los componentes hidráulicos, figura 48.



Figura 48. Montaje de Componentes.
Fuente: Patricio Medina 2013

Ya instalados los componentes hidráulicos en sus respectivas bases se observa el sistema hidráulico de la siguiente manera, figura 49:



Figura 49. Sistema Hidráulico.
Fuente: Patricio Medina 2013

Una vez construida la unidad que se encargará de generar el fluido necesario para el actuador hidráulico que remplazará el esfuerzo realizado por los operadores de la cizalla, se adaptó a la máquina para ubicar el actuador. (ANEXO 9.2).

Diseño de soportes para implementación del Actuador Hidráulico.

En cuanto a la adaptación de la máquina a su nuevo sistema de accionamiento se diseñó, simuló y construyó los componentes que facilitarían el acoplamiento de dicho sistema.

Empezando por la base superior en forma de L que se ubicó en el bastidor de la cizalladora que permitirá la sujeción de uno de los extremos del actuador hidráulico obteniendo los siguientes resultados (ANEXO 9.6):

Dimensiones de largo 100 mm, de ancho 100 mm y un espesor de 12 mm con material de acero ASTM-A36, figura 50.



Figura 50. Base de Actuator.

Fuente: Patricio Medina 2013 (SolidWorks)

Con el diseño listo se simuló para saber si el material empleado soporta el esfuerzo que se debe realizar en el actuador para la operación de corte.

Para ello se hace relación con el módulo de elasticidad del material ($E_{M\acute{a}x} = 2 \cdot 10^{11} \frac{N}{m^2}$), obteniendo que las tensiones que se realizan en la operación de corte son: esfuerzo mínimo $E_{min} = 112.142 \frac{N}{m^2}$ y un esfuerzo máximo $E_{m\acute{a}x} = 6.2562 \cdot 10^7 \frac{N}{m^2}$ teniendo como resultado que tanto el diseño como el material empleado es adecuado, figura 51.

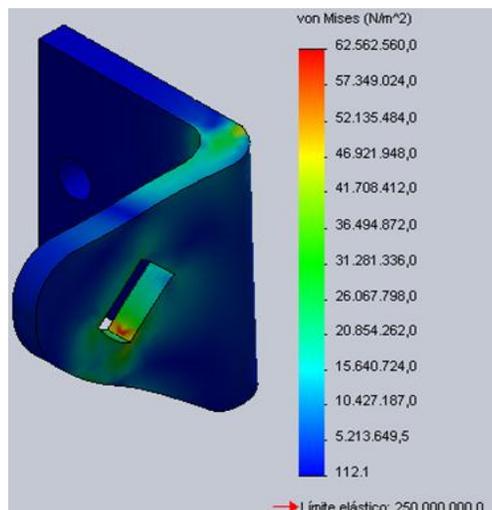


Figura 51. Simulación de la Base.

Fuente: Patricio Medina 2013 (SolidWorks)

Una vez diseñada y simulada la base de soporte del actuador, se procedió a su construcción, figura 52.



Figura 52. Base.

Fuente: Patricio Medina 2013

El otro extremo del actuador estará ubicado en el pedal para lo cual se diseñó, una nueva disposición del pedal que permita la mejor ubicación del actuador hidráulico.

Para ello primeramente se diseñó un nuevo brazo que permita la conexión del otro extremo del cilindro, de igual magnitud a las que ya posee la cizalladora, de ancho 60 x 813 mm de largo y un espesor de 12 mm, figura 53, (ANEXO 9.7).

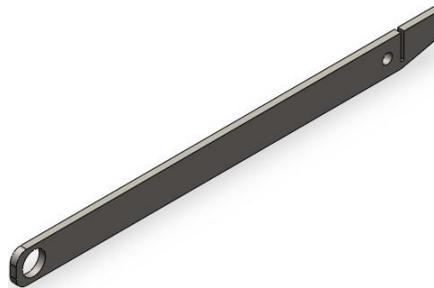


Figura 53. Brazo de Pedal

Fuente: Patricio Medina 2013 (SolidWorks)

Con el nuevo brazo, se rediseña el pedal que permita el esfuerzo ahora realizado por el cilindro hidráulico, para ello se ubica el nuevo brazo a 120 mm a la derecha del brazo central de la cizalladora. Y tanto por recomendaciones de construcción como de diseño se

plantea una estructura con eje de acero ASTM-A36 de diámetro de una pulgada de tal manera que permita la distribución de los esfuerzos en todo el pedal, figura 54.

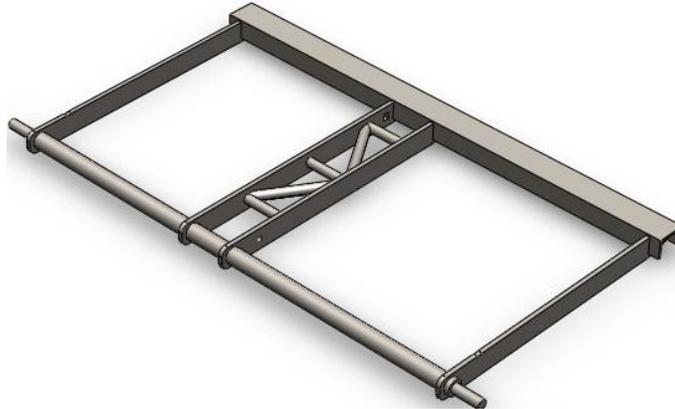


Figura 54. Nueva Disposición del Pedal
Fuente: Patricio Medina 2013 (SolidWorks)

Con igual método al anterior se simula este nuevo diseño. Empleando el mismo material acero ASTM-A36, con el módulo de elasticidad del material ($E_{Máx} = 2 \cdot 10^{11} \frac{N}{m^2}$). Obteniéndose los siguientes resultados:

Esfuerzo mínimo $E_{mín} = 0 \frac{N}{m^2}$ y un esfuerzo máximo $E_{máx} = 1.83049 \cdot 10^8 \frac{N}{m^2}$. Por lo cual la nueva disposición es conveniente para la adaptación del actuador, figura 55.

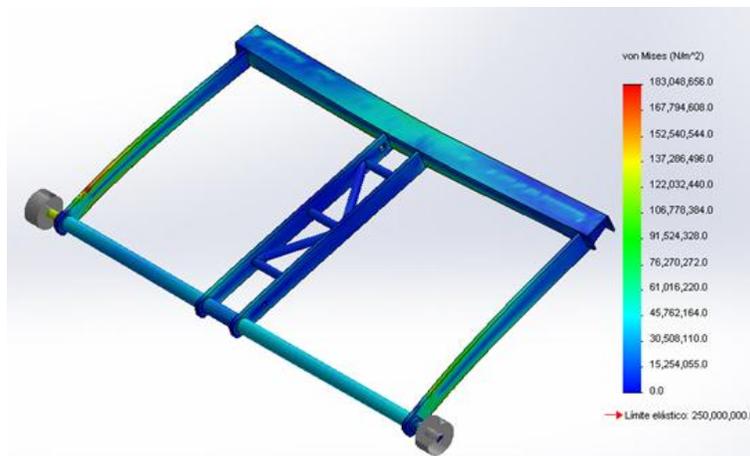


Figura 55. Simulación de la Nueva Disposición
Fuente: Patricio Medina 2013 (SolidWorks)

Con los nuevos componentes diseñados, simulados y construidos se acoplan de manera definitiva en la cizalladora quedando de la siguiente manera, figura 56, (ANEXO 9.5).



Figura 56. Adecuación de la Cizalla.

Fuente: Patricio Medina 2013

Una vez realizados los acondicionamientos a la máquina para recibir el nuevo sistema de accionamiento, se inició la implementación total del sistema hidráulico, colocando tanto el actuador como toda la parte eléctrica, figura 57.



Figura 57. Implementación del Sistema Hidráulico.

Fuente: Patricio Medina 2013

En la figura 58, se observa la cizalladora con el sistema de accionamiento hidráulico.



Figura 58. Cizalla Hidráulica.

Fuente: Patricio Medina 2013

Con el nuevo sistema de accionamiento de la cizalla se desarrolló pruebas preliminares que permitirán analizar la funcionalidad, tanto en el sistema hidráulico como en la máquina.

Luego del análisis preliminar se realizó diferentes pruebas (figura 59), que ayudan a comprobar la validez y factibilidad del sistema de accionamiento hidráulico con igual material de las anteriores pruebas resumidas en la tabla 17 previas a la implementación del sistema hidráulico obteniendo los siguientes resultados. (Tabla 19):



Figura 59. Pruebas.

Fuente: Patricio Medina 2013

Tabla 19. Tiempos de Corte con el Accionamiento Hidráulico.

Material y espesor	Tiempo (s)
Acero de 1.5 mm	5
Acero 1.2 mm	5
Acero 1 mm	4
Acero 0.9 mm	4
Acero galvanizado 0.7 mm	5
Acero galvanizado 0.5 mm	5
Acero galvanizado 0.4 mm	4
Acero Niquelada 1 mm	5

Fuente: Patricio Medina 2013

Comprobando que el nuevo sistema de accionamiento es óptimo se analiza los parámetros de seguridad que la máquina ofrece, siendo seguros tanto al accionar, como en el proceso de corte y mejorando el campo de trabajo, debido a que el accionamiento se realizará mediante pulsadores tanto para el avance como para el retorno del pedal, además el sistema hidráulico contará con una válvula de seguridad que protegerá a los componentes de todo el sistema, determinándose que el sistema es confiable y seguro.

Valoración Técnica

Uno de los temas más delicados siempre es el económico, por lo que es conveniente hacer la comparación de los costos entre implementar un sistema o adquirir una máquina que ya lo posea, por lo cual los valores de la implementación del sistema se los detalla en las siguientes tablas (20-21-22-23-24).

Tabla 20. Costos del Sistema Eléctrico.

Sistema eléctrico		
Detalle	Cantidad	Valor (\$)
Motor Eléctrico de 2 HP	1	150
Caja de pulsadores	1	7
Botonera 30 A	1	2.8
Enchufe angular de 3 x 30 A	1	3.5
Cable sucre 2*12	1,5	3.75
Cable sucre 2*10	1,5	3.74
TOTAL		170.79

Fuente: Patricio Medina 2013

Tabla 21. Costos del Sistema Hidráulico.

Sistema Hidráulico		
Detalle	Cantidad	Valor (\$)
Bomba	1	350
Electroválvula Senoidal	1	650
Válvula reguladora de Presión	1	300
Filtro de llenado	1	15
Tanque y Tapa	1	100
Filtro de Succión	1	20
Visor de nivel	1	10
Manguera	1	20
Codo 90° Rosca Macho UNF AS JIC 37° a Rosca Macho UNF para O-Ring con Tuerca y Arandela (Adaptador 1025-6-6) (9/16-8)	2	3
Codo 90° rosca macho UNF asiento JIC 37° a rosca macho NPTF (Adaptador 1048-6-6) (9/16-8)	2	3
Cilindro Hidráulico	1	160
Manómetro Hidráulico	1	20
Aceite Hidráulico	4 GAL.	50
TOTAL		1701

Fuente: Patricio Medina 2013

Tabla 22. Costos del Sistema Mecánico

Sistema Mecánico		
Detalle	Cantidad	Valor (\$)
Acoplamiento mecánico flexible	1	45
Base de 100x100x12 mm	1	3
Base de 60x810x12	1	13
Electrodos 7018 de 1/8"	1lbs.	4
Electrodos 6011 de 1/8	10	10
Pernos de acero de 1/2 x 1"	2	0.5
Eje calibrado de 1" x 760 mm	1	7.60
Planchas de acero de diferentes espesores	20	20
TOTAL		103.10

Fuente: Patricio Medina 2013

Tabla 23. Costos de Diseño e Investigación

Costo de Diseño e Investigación		
Detalle	Cantidad	Valor (\$)
Diseño		1000
Internet	100 h	40
Impresiones	100 unid	20
Varios costes		20
TOTAL		1080

Fuente: Patricio Medina 2013

Tabla 24. Costo Total de la Implementación

Detalles	Valor (\$)
Sistema Eléctrico	170.79
Sistema Hidráulico	1701
Sistema Mecánico	103.10
TOTAL	1974.89

Fuente: Patricio Medina 2013

Valoración ambiental

La valoración ambiental de este proyecto debe de ser analizada en cada una de las fases de su construcción, implementación y puesta en marcha. Para lo cual se realizó el siguiente análisis:

- Dentro del diseño los agentes contaminantes son nulos ya que éste se realizó mediante técnicas digitales (software).
- En el proceso de construcción del nuevo sistema de accionamiento de la cizalladora del taller mecánico los agentes contaminantes son sumamente bajos ya que estos son los gases producidos por la soldadura y residuos de pintura.
- Los cuales no constituyen un riesgo para el medio ambiente ya que pueden ser eliminados de forma normal debido a que son pequeñas cantidades.
- El impacto ambiental que se produjera al implementar el sistema se evalúa mediante el análisis de los siguientes parámetros:
 - Es un sistema que se puede considerar de bajo consumo energético aproximado 1.5 kW.
 - Los mecanismos son de larga vida útil, lo que implica menos residuos.
- En el ámbito de la puesta en marcha se analiza lo siguiente:
 - ✓ No ocupa un espacio físico considerable.
 - ✓ No emite ruidos.
 - ✓ El sistema hidráulico se encuentra bien sellado y así no produce fugas de aceite.

g. DISCUSIÓN

La fuerza necesaria para ejecutar la acción de corte en las condiciones actuales de la máquina determina que para realizar un corte de 1,5 mm de espesor es necesario aplicar una fuerza de 3052.69 N en el pedal con el esfuerzo físico de dos personas y un tiempo aproximado de 25 segundos.

Examinando física-mecánicamente la cizalladora y tomando en cuenta las distintas opciones de accionamientos existentes en el mercado, se consideró que el más adecuado para la implementación es el sistema hidráulico, que permitirá satisfacer la necesidad operacional de dicha máquina, además con el cual la cantidad de operadores para manipular esta máquina a su máxima capacidad se reducirá a uno solo y se espera que los tiempos empleados en el corte de las planchas sea más bajo.

Precisando una fuerza excesiva para el corte y la necesidad de que la máquina sea funcional tanto mecánica como hidráulicamente se vio conveniente emplear el mismo pedal de accionamiento para aplicar un actuador hidráulico que reemplace la cantidad de operadores para realizar un corte.

La semiautomatización se basa en la implementación de un sistema de accionamiento que permita mejorar la operatividad de la máquina. El sistema hidráulico es el más óptimo debido a que ocupa poco espacio, cuenta con un mando eléctrico, es automático y seguro. Todos los accesorios y componentes fueron dimensionados y posteriormente seleccionados de acuerdo a un análisis completo de las necesidades que se presentaban en cada una de las fases propuestas para el desarrollo del proyecto en base a parámetros técnicos.

Con la implementación del sistema semiautomático en la cizalladora se realizaron diferentes pruebas que permiten comprobar que el sistema de accionamiento hidráulico es seguro y confiable.

Comprobando el grado de confiabilidad y seguridad proporcionada por la cizalla con este nuevo sistema de accionamiento, se realizó pruebas con los mismos materiales de las anteriores efectuadas en las condiciones iniciales de la máquina obteniendo como resultado en esta ocasión que para cortar una plancha de 1.5 mm de espesor se emplean aproximadamente 5 segundos para la acción de corte y la necesidad de un solo operador.

Una de las dificultades que se encontró en la implementación del sistema semiautomático fue la longitud de carrera del cilindro hidráulico, ya que la longitud de recorrido del pedal es de 11.5 pulgadas y la longitud comercial del cilindro es de 12 pulgadas, lo que conlleva a la cizalla a levantarse un poco luego del corte, por lo que es recomendable una vez cortada la plancha detener el recorrido y pulsar el retorno del pedal.

En la implementación del sistema hidráulico se necesitó de un actuador, mientras que en las cizallas comercializadas incluido el sistema neumático o hidráulico se utilizan dos actuadores en cada una, también se destaca que en la neumática no se incluye el sistema de producción de aire y la hidráulica consume una potencia de accionamiento mínima de 3 HP, siendo éstas de similares características a la existente en el taller mecánico (1.5 mm x 1320 mm).

Si se compara costos la diferencia también es significativa, ya que la cizalla en condiciones iniciales tuvo un valor de 2590 USD que sumados al coste del sistema semiautomático implementado (1974.89 USD) tendrá un precio de 4564.89 USD, mientras que las cizallas que poseen sistemas como el hidráulico y/o neumático tienen un costo aproximado de 7395 y 6495 dólares respectivamente, en estos valores no se ha tomado en cuenta costos de diseño, únicamente de implementación.

Una vez incorporado el sistema de accionamiento hidráulico la funcionalidad de la máquina se mejoró considerablemente ya que después de realizadas varias pruebas el tiempo

empleado durante la operación de corte se redujo en un 80%, el esfuerzo necesario para el trabajo también se minimizó teniendo en cuenta que ahora la máquina puede ser accionada por un solo operador y finalmente en base a los costos de cizallas con sistemas hidráulicos o neumáticos se evidencia que existe un ahorro económico de entre 38.27 % y 29.71 % respectivamente.

h. CONCLUSIONES

Se implementó satisfactoriamente un sistema semiautomático a la cizalladora que permite el correcto corte de planchas metálicas.

Una vez realizado el análisis mecánico-operacional de la cizalladora del taller mecánico se concluyó que con el sistema manual de accionamiento mecánico de pedal, la máquina necesita un esfuerzo de 3052.69 N y un tiempo de 25 segundos, para trabajar a su máxima capacidad (1,5 mm x 1320 mm), requiriendo de dos operadores que accionen el sistema de corte y uno que permita la correcta alineación de la plancha previa al corte.

Con el análisis de las fuerzas ejercidas en el pedal para realizar la acción de corte y teniendo en cuenta los parámetros técnicos requeridos se concluyó que el sistema más adecuado para la semiautomatización de la cizalladora de taller mecánico es el sistema hidráulico con una potencia de 2 HP. El cual ocupa poco espacio, cuenta con un mando eléctrico, es automático y seguro, a su vez permitirá reducir tanto el número de operadores como el tiempo empleado en toda la operación de corte.

El sistema de accionamiento hidráulico es confiable y seguro, debido a que está protegido por una válvula limitadora de presión, la cual permite prolongar la vida útil y el funcionamiento de cada uno de los componentes hidráulicos.

Con el sistema hidráulico de la cizalladora se reducen los riesgos durante la operación de corte (accionamiento del pedal por terceras personas, riesgos de aplastamiento), ya que éste es accionado mediante pulsadores, lo cual permite guardar una distancia prudencial durante su funcionamiento.

Luego de la implementación del sistema de accionamiento hidráulico se realizó diferentes pruebas que permiten determinar su validez y confiabilidad, ya que se observa la reducción tanto del tiempo (antes 25 segundos – ahora 5 segundos) como del personal (de 3 a 1 operador) para operar la máquina.

i. RECOMENDACIONES

Para el uso y mantenimiento adecuado de la máquina y primordialmente sus cuchillas, en la tabla (26) se recomienda algunos de los espesores que la máquina podrá cortar sin esforzar su capacidad.

Tabla 25. Espesores de Corte Recomendados.

<i>Material</i>	<i>Espesores Recomendados (mm)</i>
<i>Acero:</i>	
Dulce	1.50
Laminado en frío	1.20
<i>Aluminio</i>	2.52
<i>Latón:</i>	
Suave	1.80
Medio duro	1.60
Duro	1.40
<i>Cobre:</i>	
Suave	1.80
Duro	1.60

Fuente: Foot Shear Catalog

Se recomienda no emplear la cizalladora para cortar materiales como el acero inoxidable ya que éste producirá un desgaste excesivo en las cuchillas.

Sin importar cuál sea el sistema de accionamiento de la máquina se recomienda usar los elementos básicos de seguridad como guantes y gafas.

Se recomienda previo al encendido de la máquina revisar siempre el nivel del líquido hidráulico.

Antes de poner en funcionamiento la máquina se recomienda asesorarse sobre el correcto funcionamiento de la misma para evitar accidentes.

Para garantizar un funcionamiento seguro y confiable de la cizalla se recomienda seguir el plan de mantenimiento, ANEXO 1.

j. BIBLIOGRAFÍA

j.1. Libros

- ALVARADO, José y ROMERO, Edgar. 2009. Energías Renovables. Bogotá : CEAC, 2009.
- BLANCO, Eduardo, VELARDE, Sandra y Joaquín, FÉRNANDEZ. 1994 . Sistema de Bombeo . Gijón : Universidad de Oviedo , 1994 . 84-604-9677-5.
- CARRIÓN, Carlos. 2008. Máquinas eléctricas. México : Mc Graw-Hill, 2008.
- COLEGIO TÉCNICO SALESIANO. Resistencia de Materiales . Cuenca : s.n.
- DANOWSKY, Horst. Manual Práctico de Tecnología Mecánica . s.l. : Gustavo Gili, S.A.
- GONZÁLEZ, Gonzalo. 1999. Apuntes para el cálculo de transmisiones por correas en V. Habana : ISPJAE, 1999.
- EDWARD, Joseph. 1985. Diseño en ingeniería mecánica. New York : McGRAW-HILL, 1985. págs. 280-300. Vol. IV. ISBN: 0-07-056888-8.
- HALL, Allen, HOLOWENCO, Alfred y LAUGHLIN, Herman. 1995. Diseño de Máquinas. Mexico : McGraw-Hill, 1995.
- HORST, DANOWSKY. Manual Práctico de Tecnología Mecánica . s.l. : Gustavo Gili, S.A.
- JIMENEZ, Luis. 1975. Manual de Oleohidráulica . Barcelona : BLUME, 1975. 84-7031-223-5.
- LARBURU, Nicolas. 1990. Prontuario de Máquinas . Madrid : PARAFINO, S.A., 1990. 84-283-1734-8.
- LOBJOIS, CH. 1990. Tecnología de la Caldera: Trazo, corte, curvado y plegado. Perù : CEAC, S.A., 1990.
- 2002. Manual de Mecánica Industrial Volumen II: Neumática e Hidráulica. España : Cultural, S.A., 2002.

- MOTT, Robert. 1996. Diseño de elementos de máquinas. México : Prentice Hall, 1996. pág. 872.
- —. 1996. Mecánica de fluidos aplicada. México : Prentice-Hall, 1996.
- MOVNIN, M.S. - IZRAELIT, A.B. - RUBASHKIN A.G. 1985. Fundamentos de mecánica técnica. Moscú : MIR, 1985.
- NASH, William. 1993. Resistencia de Materiales. México : McGraw-Hill, 1993. pág. 299.
- —. 1993. Resistencia de Materiales. Mexico : McGraw-Hill, 1993.
- NORTON, Robert. 1999. Diseño de Máquinas . Mexico : Prentice Hall, 1999.
- Oleohidráulica- Circuitos Hidráulicos. DELNERO. 2013. 2013.
- QUILODRÁN, Virgilio, PÉREZ, Raúl y LIZANA, Cristián. 2007. Acoplamientos Mecánicos . Chile : INACAP, 2007.
- ROLDAN, José. 1995. Neumática. Hidráulica y Electricidad Aplicada . España : PARANINFO , 1995.
- SALUEÑA, Xavier-NAPOLES Amelia. 2000. Tecnología Mecánica . Barcelona : Universidad Politécnica de Cataluña , 2000. 84-8301-449-1.

j.2. Revistas

- Plezado / Cizallado . HARDOX & WELDOX . 2007. Oxelosund : SSAB , 2007.
- PYTEL, Andrew. 1987. Resistencia de materiales. New York : Row Publishers, 1987. ISBN 0-06-0453-13-4.
- RAMÍREZ, Patricio. 2012. Transferencia de Calor. Loja : UNL, 2012.
- TAPIA, DARWIN. 2011. Proyecto de Autoevaluación del Taller Mecánico. Loja : s.n., 2011.
- TIPPENS, Paul. 1992. Física. México : MCGRAW-HILL, 1992.

j.3. Sitios web citados

- Acoplamientos Mecánicos . LOVEJOY . 2010. 2010.
- ALIAUTO S.A. 2005. Accesorios Hidráulico.[En línea] 2005.
<http://www.aliauto.com/2005/prodHidMovilAccesorios.asp>.
- AMERICAN MACHINE TOOLS CORP. 2001. Máquinas para corte de Metales.
[En línea] 2001.http://www.americanmachinetools.com/guillotinas_hidraulicas.htm.
- AWESOME Inc. 2012. Circuitos Hidráulicos y Neumáticos . [En línea] 2012.
<http://circuitos-hidraulicos-y-neumaticos.blogspot.com/p/elementos-neumaticos-e-hidraulicos.html>.
- —. 2013. Conformado de metales - Materiales de ingeniería. [En línea] Blogger Template Style, Marzo de 2013. [Citado el:]
<http://industrialmaterials20xx.blogspot.com/2013/03/cizallado.html>.
- BANDARA, Lasantha. 2012. Conformado de metal . Conformado de metal . [En línea] [blogspot.com](http://conformadodemetal.blogspot.com/p/operacionesdecorte.html), Noviembre de 2012.
<http://conformadodemetal.blogspot.com/p/operacionesdecorte.html>.
- BINSÁ. 2013. Conexiones Hidráulicas . [En línea] 2013.
<http://www.binsa.es/es/ConexionesHidraulicas.php>.
- CEJAROSU. 2005. Palanca. [En línea] 2005.
http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/operadores/ope_palanca.htm.
- CENTRO E-DUCATIVA ESCUELA . 2006. Elementos de control, mando y regulacion. [En línea] 2006.
http://educativa.catedu.es/44700165/aula/archivos/repositorio/4750/4917/html/1_elementos_de_control_mando_y_regulacin.html.
- DESTACO INGENIEROS . 2012. Filtros Hidráulicos . [En línea] 2012.
<http://www.destacoingenieros.com/filtros.html>.
- DESTACO INGENIEROS . 2012. Válvulas de control. [En línea] 2012.
<http://www.destacoingenieros.com/valvulas-de-control.html>.

- DISMAK . 2012. Cizalla Manual con Banco . [En línea] DISMAK , 2012. <http://shop.dismak.com/CIZALLA-MANUAL-CON-BANCO-BSS-1000METALLKRAFT-1>.
- elprisma. [En línea] [Citado el: 15 de 19 de 2010.] www.elprisma.com.
- Equipos y Maquinarias de Monterrey, S.A. de C.V. 2008. Manómetros de Fuerza y Presion . [En línea] 2008. http://www.eymmsa.com.mx/enerpac/cs_manometros.htm.
- FERNÁNDEZ, David. 1999. Bombas Hidrostáticas . [En línea] 1999. <http://www.atmosferis.com/bombas-hidrostaticas-parte-2/>.
- GUZMAN, Ángel. www.monografias.com. [En línea] [Citado el: 17 de Agosto de 2011.] <http://es.scribd.com/doc/3603199/5-Tecnicas-de-DobladoASCAMM>. tecnicas de doblado. [En línea] [Citado el: 15 de 04 de 2011.] <http://es.scribd.com/doc/3603199>.
- <http://es.scribd.com/doc/49118162/calculo-fuerzas-para-doblez>. Proyecto de mejoramiento de tecnología de estampado y troquelado. [En línea] [Citado el: 13 de agosto de 2011.] <http://es.scribd.com/doc/49118162>.
- http://es.wikipedia.org/wiki/Ingenier%C3%ADa_autom%C3%A1tica. [En línea] [Citado el: 22 de septiembre de 2010.] es.wikipedia.org.
- http://es.wikipedia.org/wiki/Bomba_hidr%C3%A1ulica. Bomba Hidráulica. [En línea] [Citado el: 20 de septiembre de 2011.] <http://es.wikipedia.org>.
- —. Bomba Hidráulica. [En línea] [Citado el: 23 de Agosto de 2011.] <http://es.wikipedia.org>.
- http://es.wikipedia.org/wiki/Motor_hidr%C3%A1ulico. Motor Hidráulico. [En línea] [Citado el: 14 de Septiembre de 2011.] <http://es.wikipedia.org>.
- http://es.wikipedia.org/wiki/Par_motor. Par Motor. [En línea] [Citado el: 3 de Agosto de 2011.] <http://es.wikipedia.org>.
- <http://jmdiezm.iespana.es/documentos/sistematrasmision.pdf>. [En línea] [Citado el: 22 de septiembre de 2010.] iespana.

- <http://jmdiezm.iespana.es/documentos/sistematrasmision.pdf>. [En línea] [Citado el: 23 de septiembre de 2010.] <http://jmdiezm.iespana.es/>.
- http://www.construmatica.com/construpedia/Estructuras_Met%C3%A1licas#Generalidades. Estructuras Metálicas. [En línea] [Citado el: 25 de septiembre de 2011.] <http://www.construmatica.com>.
- <http://www.fisicapractica.com/composicion-fuerzas.php>. Velocidad angular. [En línea] [Citado el: 2 de Octubre de 2011.] <http://www.fisicapractica.com>.
- <http://www.lukor.com/ordenadores>. [En línea] [Citado el: 12 de septiembre de 2010.] www.lukor.com.
- <http://www.mitecnologico.com/Main/DefinicionAutomatizacio>. [En línea] [Citado el: 21 de septiembre de 2010.] www.mitecnologico.com.
- <http://www.monografias.com/trabajos36/maquinas-electricas/maquinas-electricas.shtm>. [En línea] [Citado el: 15 de septiembre de 2010.] www.monografias.com.
- <http://www.monografias.com/trabajos11/pope/pope.shtml>. [monografias.com](http://www.monografias.com). [En línea] [Citado el: 7 de Julio de 2011.] <http://www.monografias.com>.
- http://www.sapiensman.com/neumatica/neumatica_hidraulica.htm. [En línea] [Citado el: 25 de septiembre de 2010.] www.sapiensman.com.
- http://www.skf.com/portal/skf/home/products?maincatalogue=1&lang=es&newlink=6_1_1. Soportes de pie con rodamiento tipo Y. [En línea] [Citado el: 21 de Agosto de 2011.] <http://www.skf.com>.
- http://www.tornos-cnc.com/tornos_petroleros.html. Tornos Petroleros. [En línea] [Citado el: 4 de Septiembre de 2011.] <http://www.tornos-cnc.com>.
- INTEREMPRESAS . 2012. [interempresas.net](http://www.interempresas.net) . [En línea] 2012. http://www.interempresas.net/Componentes_Mecanicos/FeriaVirtual/Producto-Acoplamientos-rigidos-Ringspann-30280.html.

- La Fragua. mx. 2013. Productos SurteK . [En línea] La Fragua. mx, 2013. <http://www.lafragua.mx/productos/brocas-buriles-y-machuelos/surtek-cizalla-para-varilla-de-22-mm-mod120085.html>.
- MAQUINARIA MADRID . 2000. Cizallas Circulares . [En línea] 2000. www.maquinariamadrid.com/f_cizallas_circulares_356.html.
- —. 2012. Cizallas manuales universales . [En línea] Diciembre de 2012. http://www.maquinariamadrid.es/a_cizalla-guillotina-de-pedal-marca-fortex-modelo-ftx--x--cgp_4336.html.
- MARCHINERY CO., LTD. 1999 . Productos MAC: Máquina guillotina mecánica . [En línea] 1999 . <http://machinerychina.es/10b-mechanic-shearing-machine-2.html>.
- NIETO, Iván. 2012. Sistema Hidráulicos de Transmisión de Potencia . [En línea] 2012. ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn212.html.
- PEDDINGHAUS, Anlagen & Amp. 2012. Productos PEDDINGHAUS, Anlagen & Amp. [En línea] 2012. www.directindustry.es/prod/peddinghaus-anlagen-maschinen-gmbh/cizallas-manuales-perfiles-54283-1149025.html.
- VENEQUIP, S.A. . 1999. Filtros Hidráulicos de Eficiencia Avanzada . [En línea] 1999. http://www.venequip.com/repuestos/filtros_fluidos_fhea.php.
- www.smtclspain.com. www.smtclspain.com. www.smtclspain.com. [En línea] [Citado el: 20 de 12 de 2010.] www.smtclspain.com.
- www.vivoil.com. Divisor de caudal. [En línea] [Citado el: 8 de Junio de 2011 .] www.vivoil.com.

k. ANEXOS

ANEXO 1: Plan de Mantenimiento para la cizalladora del Taller Mecánico del Área de la Energía, las Industrias y los Recursos Naturales No Renovables de la Universidad Nacional de Loja.

Previo a la reparación, mantenimiento o sustitución de cualquiera de los elementos hidráulicos se debe parar la bomba, descomprimir el circuito y desconectar la parte eléctrica.

	24 h	250 h	500 h	1000 h	2000 h	4000 h	Ver
Cizalladora	D		D				
Partes sin pintar	D - P						Ilustración 1
Partes ajustables			J				Ilustraciones 2-3-4
Cuchilla		L				B	Ilustración 5 Anexo 9.8
Partes móviles		L					Ilustración 6
Sistema Hidráulico			D				
Aceite	A - T			R	C		
Filtros		R			C		
Cilindros	D - F	V		R		S	
Bomba		F					
Depósito		F	R		R - D		
Válvulas	R	F				S	
Tuberías	R - F						
Acoples y Conexiones	F	R					
Acoplamiento mecánico				R - L			
Sistema Eléctrico	R		D		R		

A: Verificar el nivel de aceite	B: Revisar filo de las cuchillas
C: Cambio	D: Limpieza
F: Verificar fugas	J: Ajuste
L: Lubricación	P: Aplicación de aceite antioxidante
R: Revisión	S: Cambio de sellos
T: Verificar temperatura	V: Lubricación del vástago

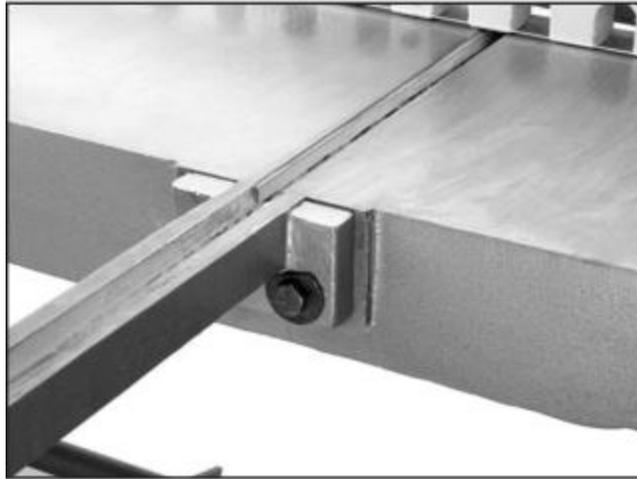


Ilustración 1: Partes sin pintar

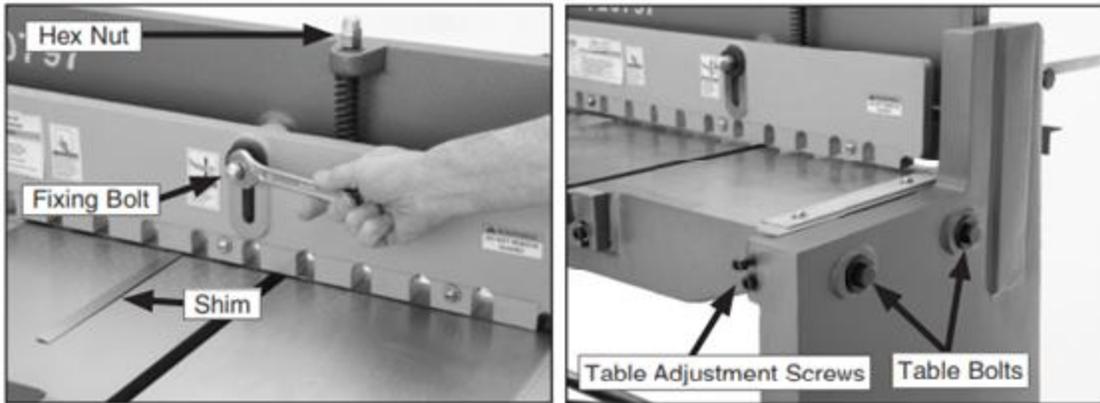


Ilustración 2: Partes Ajustables

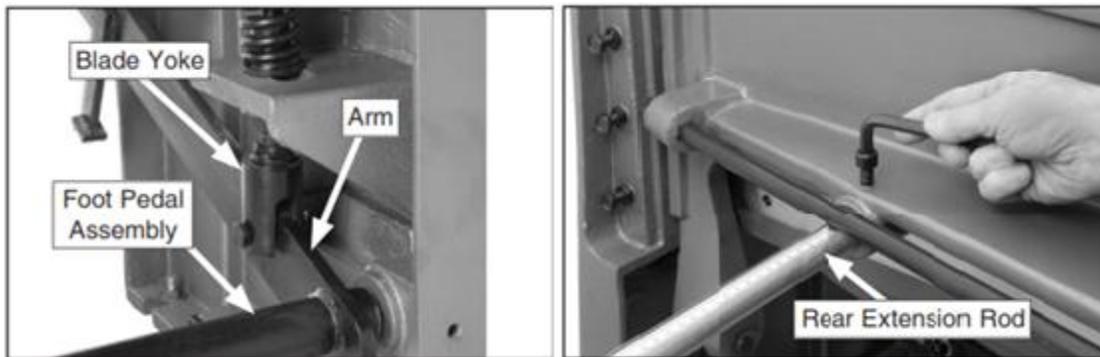


Ilustración 3: Partes Ajustables

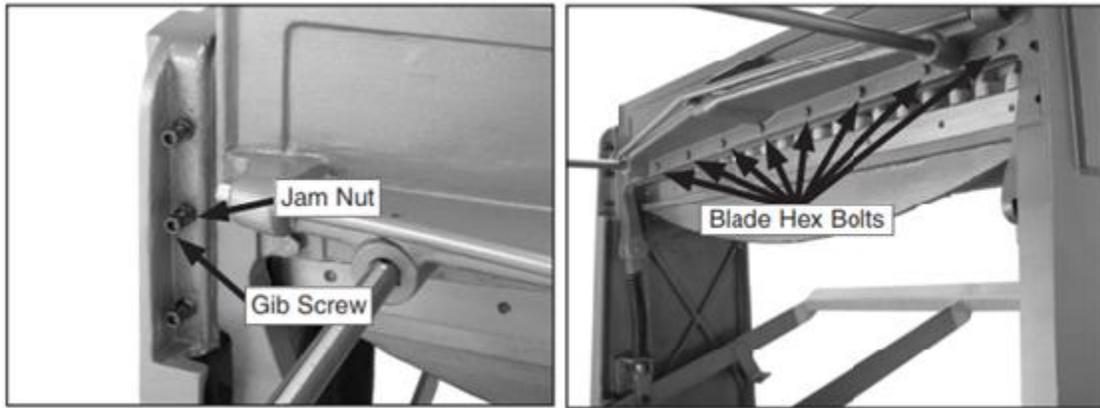


Ilustración 4. Partes ajustables

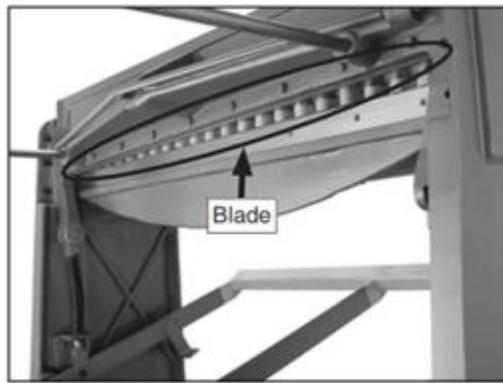


Ilustración 5: Cuchillas

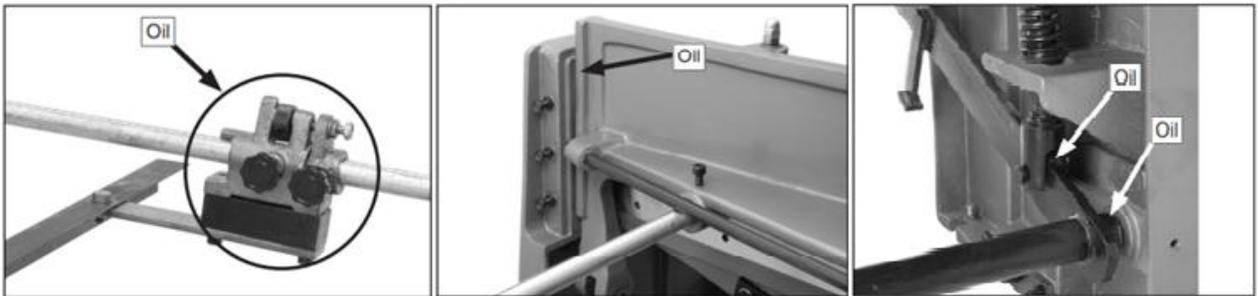
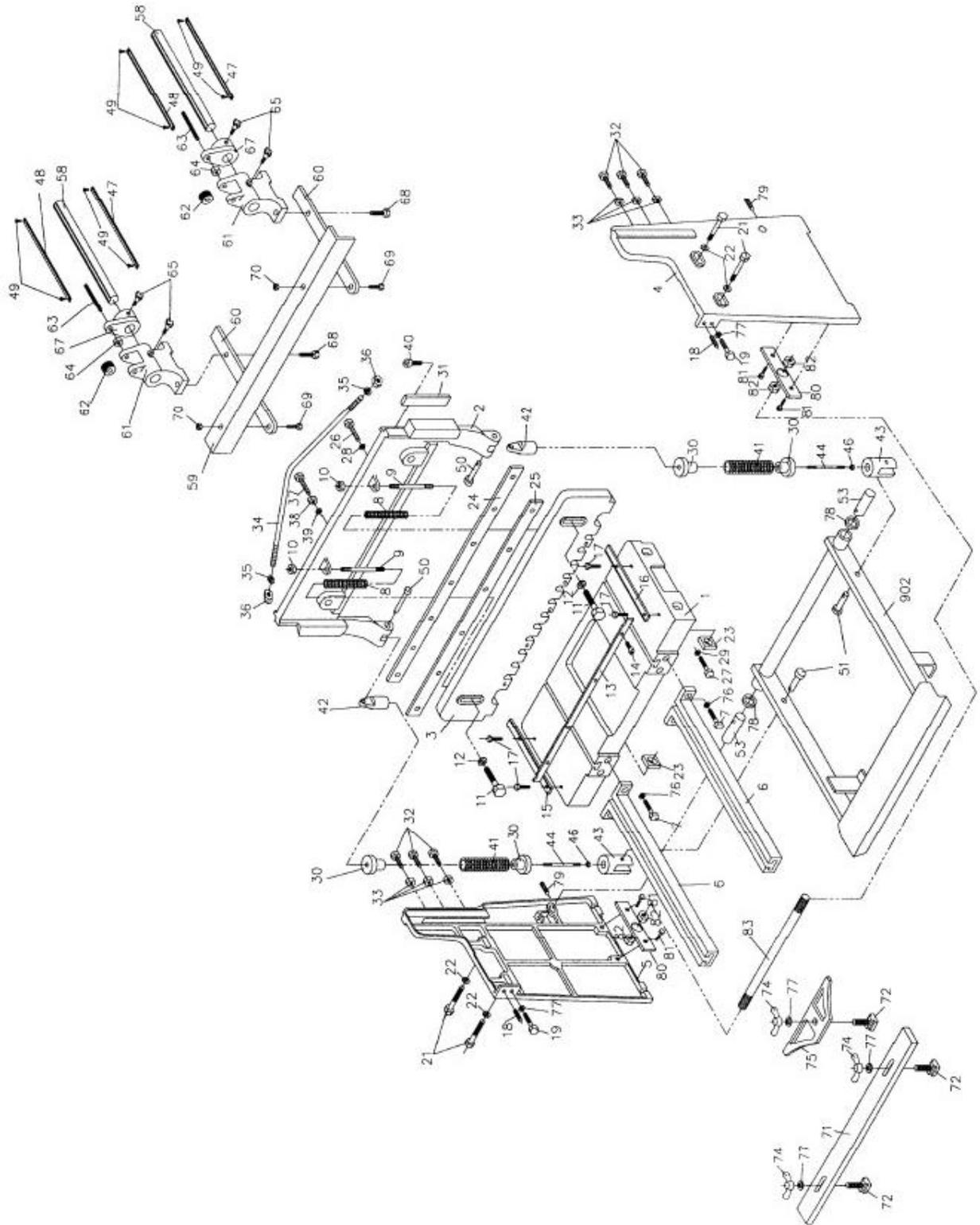


Ilustración 5: Partes Móviles

ANEXO 2: Fotos de la cizalla originalmente, partes constitutivas de la máquina.



Breakdown for Foot Shear



Parts List for the Foot Shear

No.	Description	Size	Qty
1	Table		1
2	Cutter Bar		1
3	Hold Down		1
4	R.H. Side Panel		1
5	L.H. Side Panel		1
6	Front Arm Extension		2
7	Screw	M12x45	4
8	Spring		2
9	Stud		2
10	Nut	M12	2
11	Screw	M12x80	2
12	Washer		2
13	Finger Guard		1
14	Screw	M6x12	4
15	Table Scale (L.H.)		1
16	Table scale (R.H.)		1
17	Screw	M8x20	4
18	Set Screw	M10x45	2
19	Screw	M10x50	2
21	Bolt	M16x115	4
22	Washer	M16	4
23	Nut	M16	4
24	Upper Knife		1
25	Lower Knife		1
26	Screw	M10x40	7
27	Screw	M10X45	6
28	Washer		7
29	Washer		6
30	Spring Cap		4
31	Gib		2
32	Screw	M10x55	6
33	Nut	M10	6
34	Rod		1
35	Washer	M16	2
36	Nut	M16	2
37	Screw	M16x80	1

38	Nut	M16	1
39	Washer	M16	1
40	Hex Socket Cap Screw	M10x30	2
41	Spring		2
42	Swivel Top		2
43	Swivel Bottom		2
44	Stud		2
46	Nut	M16	2
47	Scale (metric)		2
48	Scale (inches)		2
49	Screw	M4x8	4
50	Pin	Ø12x70	2
51	Pin	Ø12x45	2
53	Brake Pin		2
58	Rod		2
59	Stop		1
60	Extension Bar		2
61	Adjusting Block		2
62	Adjusting Dial		2
63	Adjusting Screw		2
64	Nut	M10	2
65	Knob		4
67	Adjusting Bracket		2
68	Screw	M10x25	4
69	Bolt	M10x25	2
70	Nut	M10	2
71	Stop		1
72	"T" Nut		3
74	Wing Nut	M10	3
75	Bevel Gauge		1
76	Washer		4
77	Washer	M10	5
78	Washer		2
79	Set Screw	M10x50	2
80	Plate		2
81	Screw	M12x35	4
82	Nut	M16	4
83	Connection Bar	Ø16x1081 mm	1
902	Pedal Assembly		1

Anexo 3: Datos Técnicos del Cilindro Hidráulico.



CYLINDERS

Standard 2500 PSI Tie-rod Cylinders

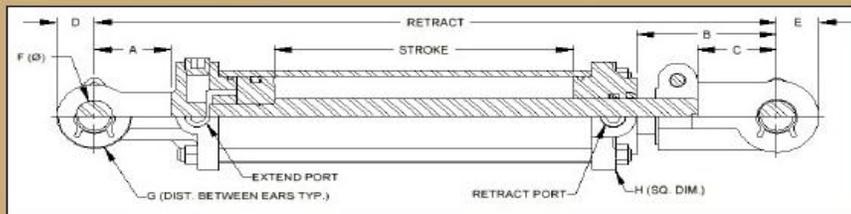


FEATURES:

- Durable black powder coat paint
- Steel rod clevis & base clevis
- 100% tested
- Clevis meets ASAE specs
- Seals from North America
- Individually bagged & boxed
- Side port configuration
- Plated tie-rods & powder coat allows coverage under the tie-rods
- NPT ports available, please consult your sales manager

Based on your input, we are converting out Wolverine NPT ported cylinder inventory to SAE ported inventory.

The new model #'s are designated with an "S" at the end of the existing model #. Please check, we may still have some NPT ported cylinders in stock.



MODEL	BORE	EXT PORT SAE	RET PORT SAE	A	B	C	D	E	F	G	H
W200000-S	2.0	#6	#6	2.00	3.75	2.13	.97	1.03	1.00	1.13	2.82
W250000-S	2.5	#6	#6	2.00	3.75	2.13	.97	1.13	1.00	1.13	3.38
W300000-S	3.0	#8	#8	2.00	3.75	2.13	1.00	1.13	1.00	1.13	3.90
W350000-S	3.5	#8	#8	2.00	3.75	2.13	1.13	1.13	1.00	1.13	4.62
W400000-S	4.0	#8	#8	2.00	3.75	2.13	1.13	1.25	1.00	1.13	4.75

MODEL	BORE x STROKE	RETRACT	ROD DIAMETER	COLUMN LOAD (LBS)/PSI*	WT	LIST PRICE
W200040-S	2 x 4	14.25	1.125	FULL PSI	16	96.00
W200060-S	2 x 6	16.25	1.125	FULL PSI	17	100.70
W200080-S	2 x 8	18.25	1.125	FULL PSI	17	105.15
V200080-S	2 x 8	20.25	1.125	FULL PSI	18	107.50
W200100-S	2 x 10	20.25	1.125	FULL PSI	20	114.50
W200120-S	2 x 12	22.25	1.125	FULL PSI	21	119.00
W200140-S	2 x 14	24.25	1.125	FULL PSI	22	126.80
W200160-S	2 x 16	26.25	1.125	FULL PSI	23	132.80
V200160-S	2 x 16	31.50	1.125	7,750 LB / 2,470 PSI*	24	131.90
W200180-S	2 x 18	28.25	1.125	7,850 LB / 2,490 PSI*	24	137.00
W200200-S	2 x 20	30.25	1.125	7,500 LB / 2,390 PSI*	25	144.70
W200240-S	2 x 24	34.25	1.125	5,500 LB / 1,770 PSI*	27	151.50
W200300-S	2 x 30	40.25	1.125	3,800 LB / 1,220 PSI*	35	167.40
W200360-S	2 x 36	46.25	1.125	2,750 LB / 875 PSI*	40	182.10

W250040-S	2.5 x 4	14.25	1.125	FULL PSI	18	110.00
W250060-S	2.5 x 6	16.25	1.125	FULL PSI	19	114.60
W250080-S	2.5 x 8	18.25	1.125	FULL PSI	20	119.90
V250080-S	2.5 x 8	20.25	1.125	FULL PSI	21	122.00
W250100-S	2.5 x 10	20.25	1.125	FULL PSI	22	125.70
W250120-S	2.5 x 12	22.25	1.125	FULL PSI	24	131.30
W250140-S	2.5 x 14	24.25	1.125	FULL PSI	25	143.90
W250160-S	2.5 x 16	26.25	1.125	11,050 LB / 2,250 PSI*	27	149.80
W250180-S	2.5 x 18	28.25	1.250	FULL PSI	28	159.10
W250200-S	2.5 x 20	30.25	1.250	FULL PSI	30	165.30
W250240-S	2.5 x 24	34.25	1.250	8,650 LB / 1,760 PSI*	33	176.80
W250300-S	2.5 x 30	40.25	1.250	5,900 LB / 1,200 PSI*	45	202.60
W250360-S	2.5 x 36	46.25	1.250	4,300 LB / 875 PSI*	56	215.70

PRINCE MANUFACTURING CORPORATION • P.O. BOX 7000 • 612 NORTH DERBY LANE • NORTH SIOUX CITY, SD 57049-7000
 PH: 605-235-1220 • FAX: 605-235-1082 • URL: www.princehyd.com

ANEXO 4: Bomba Hidráulica

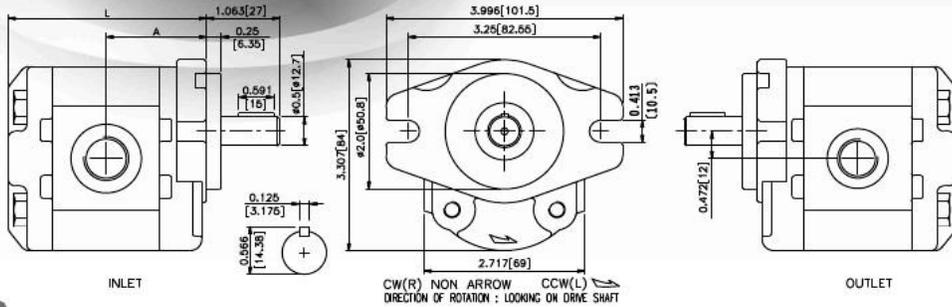


1A Series

TYPE 1AG3U

1A pump covers, body, and pressure loaded bearing blocks are made with high quality aluminum metals. Precision machined one piece steel gears guarantee the highest performance standard available. Honor gear pumps are well suited for both industrial and mobile applications, and are very competitive so you can meet the competition with a good price advantage.

OVERALL DIMENSIONS



PERFORMANCE DATA

MODEL	DISPLACEMENT		PRESSURE psi(MPa)		RPM RANGE	DIMENSIONS inch(mm)		WEIGHT		PORT
	cir	cm ³ r	CONTINUOUS	MAX.		A	L	Kg	LBS	
0S	0.04	0.6	3000(21)	3600(25)	600 I 4000 600 I (*) 2500	1.626(41.29)	3.212(81.58)	1.23	2.71	INLET UNF-8 3/4"-16 OUTLET UNF-6 9/16"-18 INLET UNF-10 7/8"-14 OUTLET UNF-8 3/4"-16
01	0.08	1.3	3000(21)	3600(25)		1.655(42.04)	3.271(83.08)	1.26	2.77	
02	0.12	2.0	3000(21)	3600(25)		1.694(43.04)	3.350(85.08)	1.29	2.84	
27	0.16	2.7	3000(21)	3600(25)		1.734(44.04)	3.428(87.08)	1.32	2.90	
35	0.21	3.4	3000(21)	3600(25)		1.773(45.04)	3.507(89.08)	1.36	2.99	
04	0.25	4.1	3000(21)	3600(25)		1.813(46.04)	3.586(91.08)	1.37	3.01	
05	0.31	5.1	3000(21)	3600(25)		1.872(47.54)	3.704(94.08)	1.43	3.15	
06	0.37	6.1	3000(21)	3600(25)		1.931(49.04)	3.822(97.08)	1.49	3.28	
07	0.45	7.4	2850(20)	3300(23)		2.009(51.04)	3.980(101.08)	1.54	3.39	
09	0.55	9.1	2550(18)	2850(20)		2.108(53.54)	4.176(106.08)	1.61	3.54	
11	0.67	11.0	2550(18)	2850(20)		2.226(56.54)	4.412(112.08)	1.72	3.78	
13	0.82	13.5	2550(18)	2850(20)		2.364(60.04)	4.688(119.08)	1.84	4.05	

(*) More than 2500 qualified per applications.

ORDERING EXAMPLE

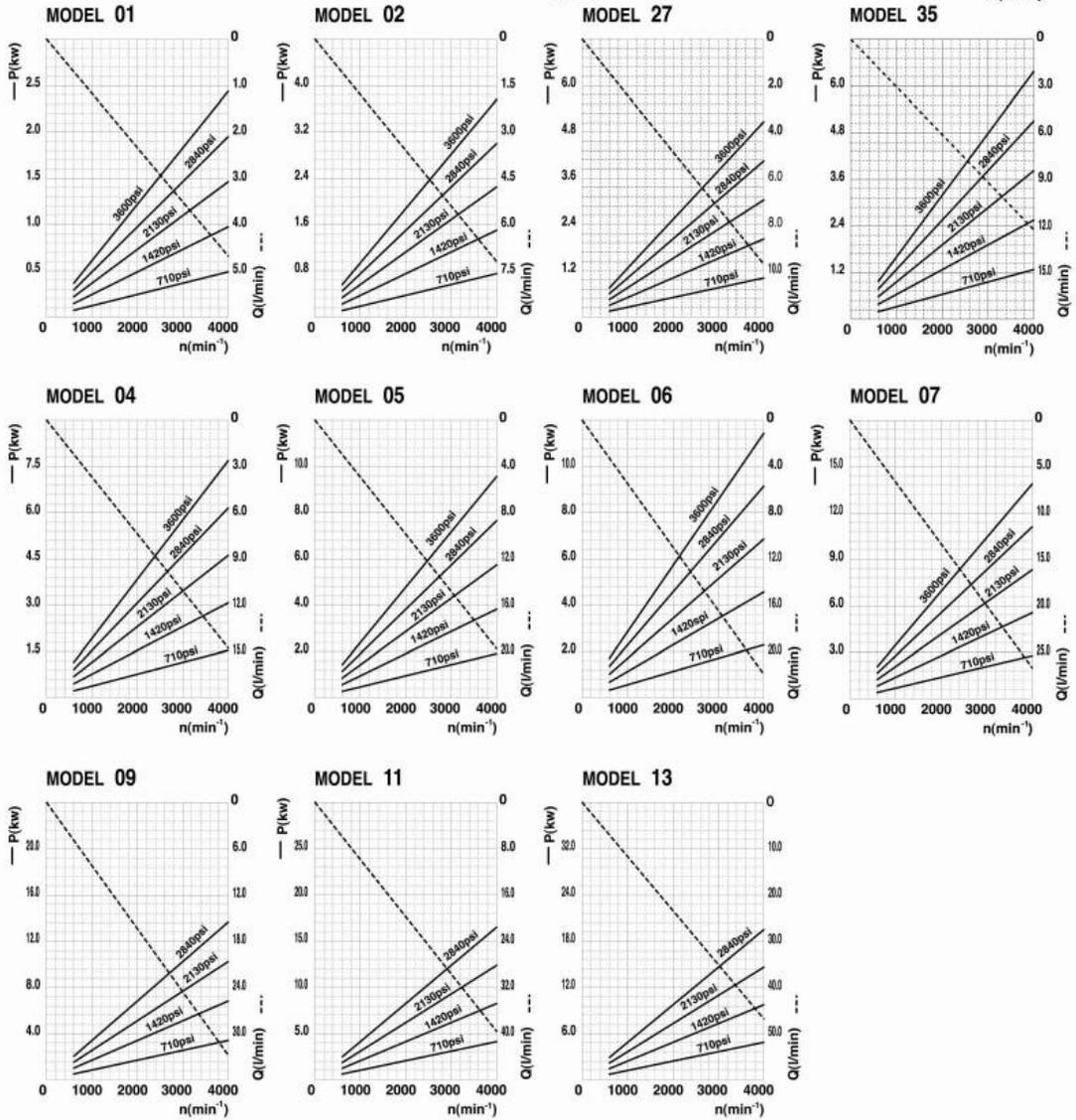
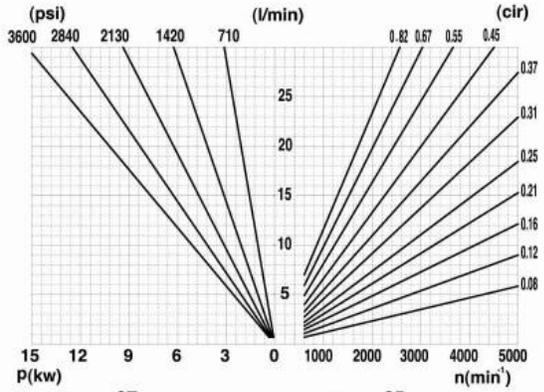
When you need pump as above, the model number is

For Example 1 A G 3 U

Series Type Flange Shaft Port Displ. Rotation

If you need pump with displ. 0.31 cir and rotation is cw, the model number is : **1AG3U05R**

1A Series Performance Curve



ANEXO 5: Tuberías Hidráulicas



Manguera para Alta Presión, 2 Mallas													
Código	Tam.	Diámetro Interno		Diámetro Externo		Presión Máx. Trab.		Presión Mín. Ruptura		Radio Mín. Curvatura		Peso	
		in	dn	mm	in	bar	psi	bar	psi	mm	in	kg/m	lb/ft
H0102-04	04	1/4"	6	14.9	0.587	394	5710	1576	22840	100	3.94	0.36	0.24
H0102-06	06	3/8"	10	19.0	0.748	325	4710	1300	19140	130	5.12	0.54	0.36
H0102-08	08	1/2"	12	22.2	0.874	271	3930	1084	15720	180	7.07	0.68	0.46
H0102-10	10	5/8"	16	25.4	0.999	246	3570	984	14280	200	7.87	0.80	0.54
H0102-12	12	3/4"	19	29.3	1.154	212	3070	848	12280	240	9.45	0.94	0.63
H0102-16	16	1"	25	38.0	1.497	162	2355	648	9420	300	11.81	1.35	0.91
H0102-20	20	1-1/4"	31	47.8	1.881	123	1785	492	7140	420	16.54	2.15	1.44
H0102-24	24	1-1/2"	38	54.3	2.138	88	1285	352	5140	500	19.68	2.65	1.79
H0102-32	32	2"	51	67.3	2.650	78	1140	312	4560	630	24.80	3.42	2.30

Construcción:	
Tubo Interno:	
	Mezcla de goma sintética, resistente al aceite
Refuerzo:	
	2 Mallas de alambre de acero
Cubierta:	
	Mezcla de goma sintética resistente al aceite y a la intemperie
Aplicación:	
	Fluidos hidráulicos y aceites de lubricación a base de petróleo, agua, agua/glicol y fluidos hidráulicos de emulsión de agua/aceite, aire o gas.
Rango de Temperatura:	
	-40°C + 121°C

ANEXO 6: Válvula Direccional de Control



IFP DG03 SOLENOID OPERATED DIRECTIONAL CONTROL VALVE Size NG-6/CETOP-03



FEaTurES :

- Highest performance in NG 6.
- Optimized spool design to reduce flow force
- Proven quality through 10 million endurance test
- Coil outside cover with BmC fire proof material
- Surge suppressor inside DC wiring box type
- Connections to DiN, ISO and CETOP

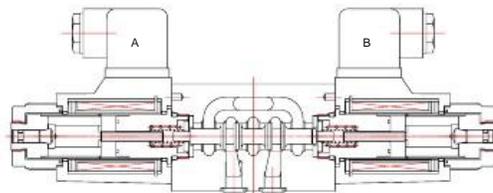


SPECiFiCaTiON :

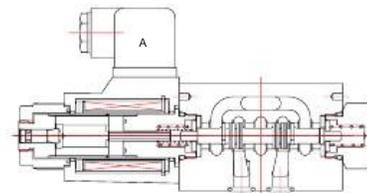
maximum Flow rate	25 GPM (95 LPM)	
maximum Operating Pressure	4500 PSI (360Bar)	
maximum Permissible Back Pressure	2285 PSI (160Bar)	
ambient Temperature range	5° -122°F (-15°C-70°C)	
Hydraulic Fluid Temperature	5° -158°F (-15°C-70°C)	
Viscosity range	15-400 mm²/S	
Hydraulic Oil	ISO VG 32,46,68	
Fluid Cleanliness	NAS Class 9 max	
Degree of Protection to DIN40050 & iEP	IP 65	
maximum Change over Frequency	240 Times/min (AC/DC) 120 Times/min (rF)	
mounting Pattern	ISO 4401-AB-03-4-A	
App.Weight Lbs (Kg)	Single solenoid (aC/DC)	3.5lbs(1.6)/3.7lbs(1.7)
	Double solenoid (aC/DC)	4.4lbs(2.0)/4.6lbs(2.1)
Valve Fixing Screw s	metric	M5*45l (4pcs)
	inch	10 -24UNCx1-3/4"L (4pcs)
Tightening Torque	45 -60in/lbs (5-7Nm)	

CrOSS SECTiON DiaGram:

■ DG03-2C-AC*-72DN



■ DG03-2A-AC*-72DN





IFP DG03 SOLENOID OPERATED DIRECTIONAL CONTROL VALVE SIZE NG-6/CETOP-03

SPOOI TYPES:

DG03
6

Position type at neutral	Double solenoid valves, spring centered -C-	Single solenoid valves, solenoid at port A end -B-	Single solenoid valves, solenoid at port B end -BL-
0	DG03-0C 	DG03-0B 	DG03-0BL
1	DG03-1C 	DG03-1B 	DG03-1BL
2	DG03-2C 	DG03-2B 	DG03-2BL
	/		DG03-2F
3	DG03-3C 	DG03-3B 	DG03-3BL
5	DG03-5C 	DG03-5B 	DG03-5BL
6	DG03-6C 	DG03-6B 	DG03-6BL
7	DG03-7C 	DG03-7B 	DG03-7BL
8	DG03-8C 	DG03-8B 	DG03-8BL
11	DG03-11C 	DG03-11B 	DG03-11BL
31	DG03-31C 	DG03-31B 	DG03-31BL
33	DG03-33C 	DG03-33B 	DG03-33BL



IFP DG03 SOLENOID OPERATED DIRECTIONAL CONTROL VALVE SIZE NG-6/CETOP-03

DG03 SIZE 6

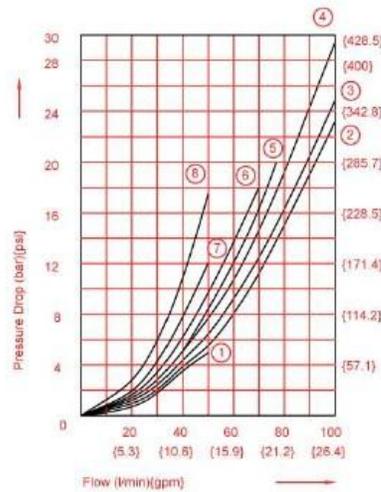
PERFORMANCE FIGURES & CURVES:
Pressure Drop Curve Reference Chart

Viscosity of Hydraulic Fluid: 20 mm²/s

Spool Type	C,B,BL				
	Control Position				
	P→A	B→T	P→B	A→T	P→T
0	4	1	4	1	5
1	6	8	6	8	7
2	4	2	4	2	-
3	5	2	5	2	-
6	5	2	5	2	-
7	4	3	4	3	-
8	6	8	6	8	7
11	6	8	6	8	7
31	5	8	5	2	-
33	5	2	5	2	-

Spool Type	A,AL			
	Control Position			
	P→A	B→T	P→B	A→T
0	4	2	4	2
2	4	6	4	6
6	5	2	5	2
7	4	3	4	3
22	4	-	4	-

Spool Type	N			
	Control Position			
	P→A	B→T	P→B	A→T
2	3	4	3	4



WIRING:

<p>■ DG03-C-*-72-WB</p>	<p>Note:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Com terminal is fitted in double solenoid valve for easiness of wiring. 2. use a ground terminal when ground wiring is necessary. 3. use a compressed terminal for m3. 4. Fasten the screw of the terminal with 4.3 - 6.1 lbs torque 	<p>■ DG03-*-72-DN</p>
-------------------------	---	-----------------------

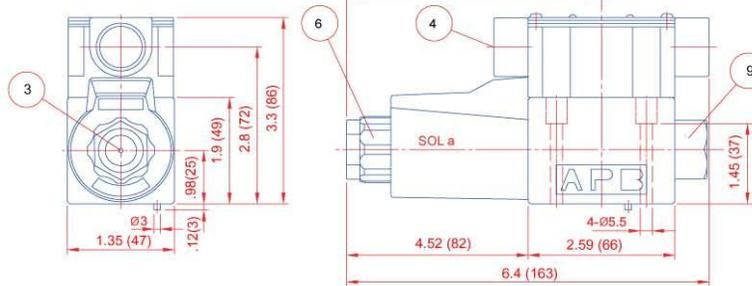
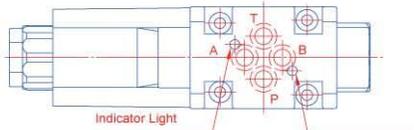


ADVANCED TECHNOLOGY

IFP DG03 SOLENOID OPERATED DIRECTIONAL CONTROL VALVE SIZE 6 NG-6/CETOP-03

DIMENSIONS:
DC solenoid (WB Type)

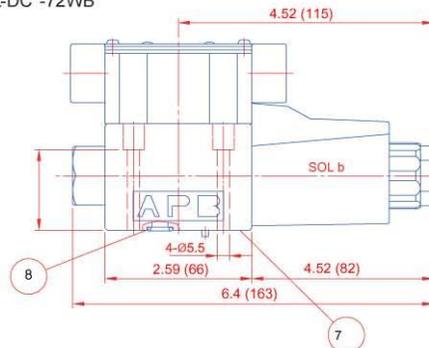
- DG03-*A-DC*-72WB
 - *B
 - *F



Dimensions: inches (mm)

- DG03-*AL-DC*-72WB

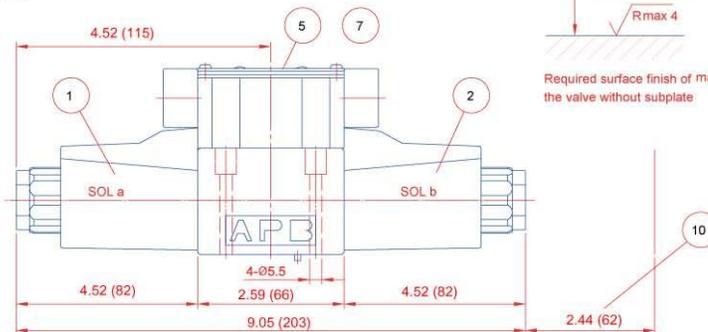
- *BL
- *FL



- 1: Solenoid a
- 2: Solenoid b
- 3: Push pin for manual operation
- 4: Lead wire take-out (G1/2")
- 5: Nameplate
- 6: Lock nut with torque in the range 4~6 N.m
- 7: Connections to DIN 24340 from A6; valve fixing screws M5x45 DIN 912-10.9 tightening torque 5~7 Nm
- 8: O-ring P9 N90
- 9: Plug for valves with 1 solenoid
- 10: Coil removable length

- DG03-*C-DC*-72WB

- *N



Required surface finish of mating piece when fitting the valve without subplate

Dimensions: inches (mm)

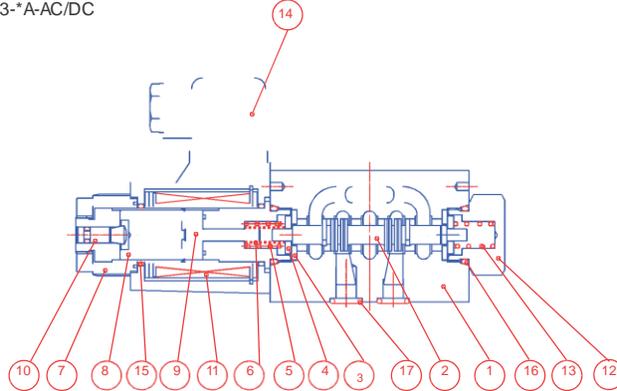
DG03 SIZE 6



IFP DG03 SOLENOID OPERATED
DIRECTIONAL CONTROL VALVE SIZE NG-6/CETOP-03

CROSS SECTION DRAWING:

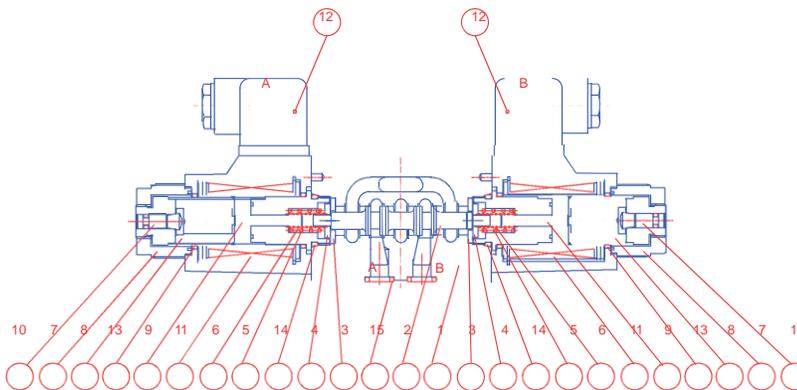
■ DG03-*A-AC/DC



NO.	parts name
1	body
2	spool
3	retainer A
4	retainer B
5	spring
6	spring
7	nut
8	plunger
9	push pin
10	pin
11	coil
12	plug
13	spring
14	connector
15	O-ring
16	O-ring
17	O-ring

NO.	PARTS NAME	PARTS NO.	Q'TY
15	O-ring	AS568-019 N70	2
16	O-ring	P18 N90	2
17	O-ring	P9 N90	4

■ DG03-*C-aC/DC



NO.	parts name
1	body
2	spool
3	retainer A
4	retainer B
5	spring
6	spring
7	nut
8	plunger
9	push pin
10	pin
11	coil
12	connector
13	O-ring
14	O-ring
15	O-ring

NO.	PARTS NAME	PARTS NO.	Q'TY
13	O-ring	AS568-019 N70	4
14	O-ring	P18 N90	2
15	O-ring	P9 N90	4



IFP DG03 SOLENOID OPERATED DIRECTIONAL CONTROL VALVE SIZE NG-6/CETOP-03

OrderING CODE :

D G 03 - 2 C - 115VAC - 72 -DN -*



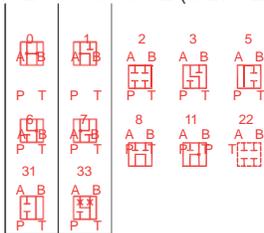
1 DIRECTIONAL CONTROL VALVE

2 MANIFOLD or SUBPLATE MOUNT

3 NOMINAL VALVE SIZE:

NG 6, CETOP 3 and ISO 4401-03

4 TYPE OF SPOOL (CENTER CONDITION)



- | | |
|------------------------------|------------------------------|
| 0: Open center (all ports) | 8: Tandem center (P to T) |
| 1: Open center (P, a to T) | 11: Open center (P, B to T) |
| 2: Closed center (all ports) | 22: Closed center (two way) |
| 3: Closed center (P, B) | 31: Closed center (P, B) |
| 5: Closed center (T, B) | 33: Closed center (bleed AB) |
| 6: Closed center (P only) | |
| 7: Open center (P to a, B) | |

5 SPRING ARRANGEMENT

- a: Spring offset to port "a" single solenoid
- a1: Spring offset to port "B" single solenoid
- B: Spring centered-single solenoid
- B1: Spring centered-single solenoid
- C: Spring centered-double solenoid
- F: Spring offset-shift to center-single solenoid
- N: Without spring with detent

SOLENOID VOLTAGE

115VAC: AC110V 50Hz/AC120V 60Hz

R1: AC110V, 50/60Hz; rectifier built-in type

220VAC: AC220V, 50Hz/AC240V, 60Hz;

R2: CC220V, 50/60Hz; rectifier built-in type

12VDC: DC12V

24VDC: DC24V

7 DESIGN NUMBER :

72

ELECTRICAL OPTIONS

- WB: WIRING HOUSING with 1/2" THREAD
c/w INDICATOR LIGHTS

DN: DIN 43650 COIL c/w INDICATOR LIGHTS

9 OPTiONal iNquiry

IS: Surge Killer



ADVANCED TECHNOLOGY

IFP DG03 SOLENOID OPERATED DIRECTIONAL CONTROL VALVE SIZE NG 6/GETOP 03

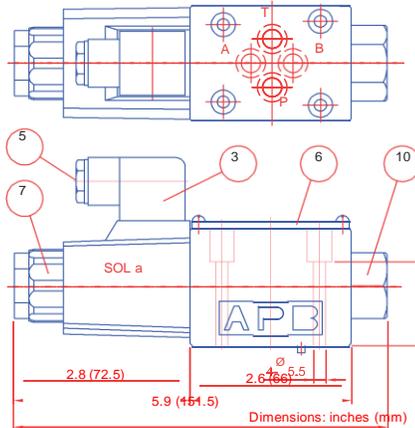
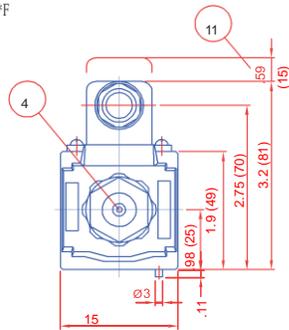
DimENSIONS:

aC solenoid (DN Type)

■ DG03-*A AC-72-DN

*B

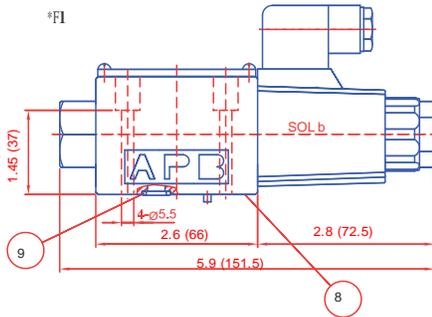
*F



■ DG03-*AL-AC-72-DN

*BI

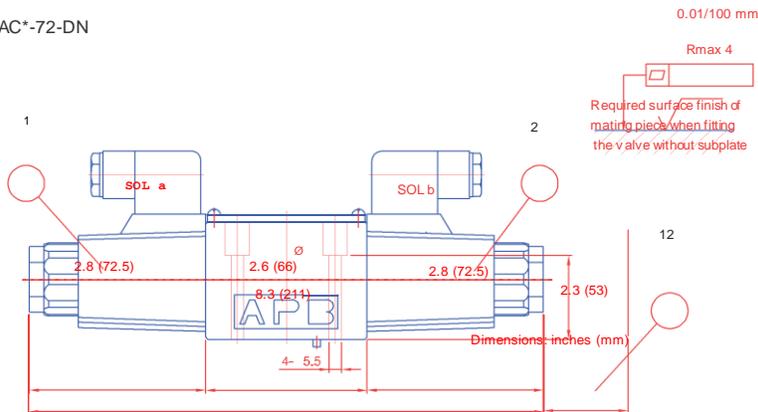
*FI



- 1: Solenoid a, color of plug: grey
- 2: Solenoid b, color of plug: black
- 3: angled plug to DN 43650
- 4: Push pin for manual operation
- 5: lead wire take-out (Cable diameter \varnothing 8-10mm)
- 6: Nameplate
- 7: lock nut with torque in the range 4-6 N.m
- 8: Connections to DN 24340 from a6 valve fixing screws
m5x45 DN 9/2-1.9 tightening torque 5-7 Nm
- 9: O-ring P9 N90
- 10: Plug for valves with 1 solenoid
- 11: Space required to remove plug
- 12: Coil removable length

■ DG03-*C-AC*-72-DN

*N





ADVANCED TECHNOLOGY

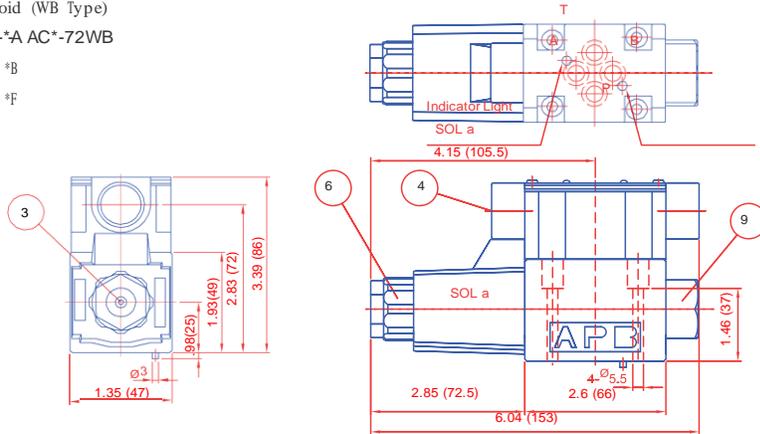
I/P DG03 SOLENOID OPERATED

DIRECTIONAL CONTROL VALVE SIZE NG-6/CETOP-03

DimENSIONS:

- aC solenoid (WB Type)
- DG03-*A AC*-72WB

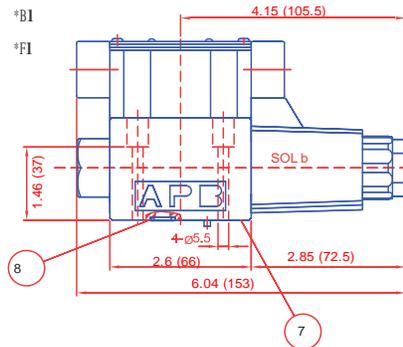
*B
*F



Dimensions: inches (mm)

- DG03-*AL-AC*-72WB

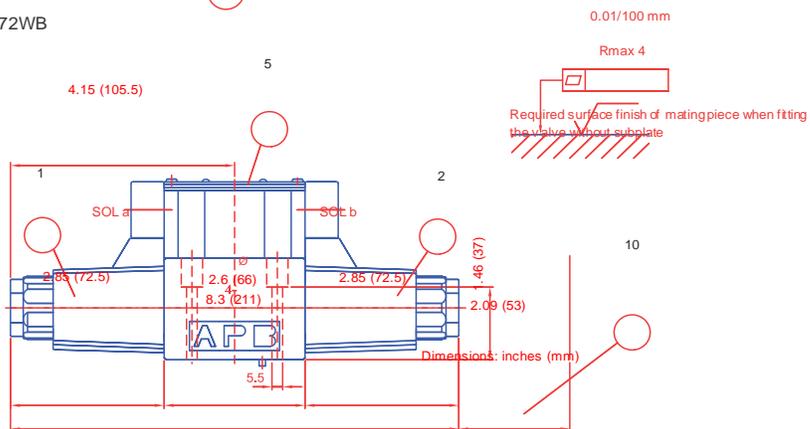
*B1
*F1



- 1: Solenoid a
- 2: Solenoid b
- 3: Push pin for manual operation
- 4: lead wire take-out (G1/2")
- 5: Nameplate
- 6: lock nut with torque in the range 4-6 N.m
- 7: Connections to DN 24340 from a6; valve fixing screws m5x45 DN 9/2-10.9 tightening torque 5-7 Nm
- 8: O-ring P9 N90
- 9: Plug for valves with 1 solenoid
- 10: Coil removable length

- DG03-*C-AC*-72WB

*N



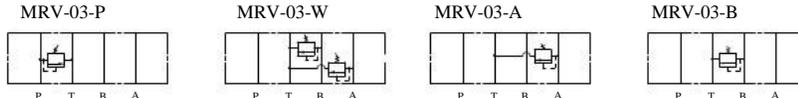
Dimensions: inches (mm)

ANEXO 7: Válvula Reguladora de Presión

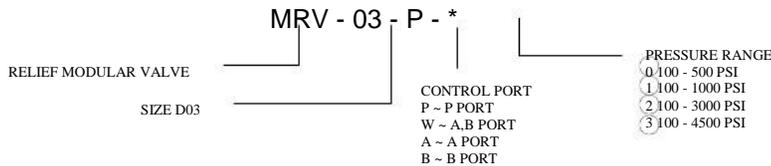
IFP MRV03 RELIEF VALVE MODULE



- ISO4401-03 SIZE/NFPA D03
- ADJUSTABLE STANDARD MICROMETER KNOB
- EXTREMELY PRECISE CONTROL TWO STAGE BALANCE PISTON
- FOUR PRESSURE RANGES
- AVAILABLE LOW PRESSURE OVERRIDE
-



ORDERING CODE



SPECIFICATIONS

TYPES	SIZE	MAX. PRESSURE (PSI)	RATED FLOW (GPM)	PRESSURE RANGE (PSI)	WEIGHT lbs
MRV-03-P-*	D03	4500 PSI	15	0 100 - 500 PSI	3.30
MRV-03-W-*				1 100 - 1000 PSI	5.07
MRV-03-A-*				2 100 - 3000 PSI	3.50
MRV-03-B-*				3 100 - 4500 PSI	3.50

IFP offer a balanced piston modular relief valve, designed for use in applications requiring an adjustable regulating valve to limit the pressure in a hydraulic circuit to a predetermined maximum. The use of stackable modules offers cost effective, compact hydraulic systems in which the modules are "sandwiched" between a directional valve and standard mounting surface.

ANEXO 8: Acoplamientos Mecánicos



ACOPLAMIENTO

ELASTICO

COMPAÑÍA

INTERNACIONAL

TRANSMISIONES,

S.A.

ACOPLAMIENTO ELASTICO

LOVEJOY

LOVEJOY TIPO L

El acoplamiento elástico LOVEJOY tipo L, se compone de dos mangones simétricos de acero sinterizado y un elemento elástico en forma de estrella.

Los mangones disponen de varias aletas, sobre las que queda intercalado el elemento elástico. Ello significa que es un acoplamiento que trabaja a compresión.

En caso de rotura del elemento elástico, el acoplamiento continúa acoplado al sistema.

MANGONES LOVEJOY TIPO L

Los mangones son de acero sinterizado y se suministran con agujeros mecanizados a tolerancia H7 con chaveteros según DIN 6885 y un tornillo prisionero sobre chaveta.

Los diámetros de los agujeros para cada tipo de acoplamiento están relacionados en la Tabla 4.

Disponemos de stock en todas las medidas para servicio inmediato.

Los mangones de los tipos L190 y L225 son de fundición GG 25.

Bajo pedido, podemos suministrar mangones en acero inoxidable, aluminio o bronce (consultar).

ELEMENTO ELÁSTICO

El elemento elástico (estrella), se fabrica en cuatro calidades.

La fabricación standard del elemento elástico se realiza en caucho nitrílico (NBR) color negro, de gran elasticidad, Tipos E – A .

Disponemos de otros materiales para la fabricación del elemento elástico como son el poliuretano de alta resistencia a los aceites y buen comportamiento a los agentes químicos, Tipo U .- EL elastómero de poliéster HYTREL, que permite un aumento considerable del par y excelente resistencia a los agentes químicos, Tipo H , y el bronce poroso impregnado de aceite, recomendado solo para bajas velocidades (max. 250 rpm) en instalaciones que requieren alto par y altas temperaturas, Tipo B , Consultar la Tabla 1.

El elemento elástico (estrella) standard es el Tipo E.

El elemento elástico tipo A dispone de un anillo de sujeción que permite su intercambio sin desacoplar el equipo.

Tabla 1

TIPO	Temperatura °C	Dureza Shore	Elasticidad	Desalineaciones ang.radial °Cmm.	Resistencia aceitequímica		Color	Factor de par
E-A	- 40 +100	80A	ALTA	10.38	BAJA	BAJA	NEGRO	1
H	- 50 +150	55D	BAJA	0.50.38	BUENA	BUENA	OCRE	3
U	- 35 +120	90A	REGULAR	10.38	BUENA	BUENA	AZUL	1.5
B	- 40 +220	rígido	NULA	0.50.25	EXCEL.	EXCEL.	BRONCE	3

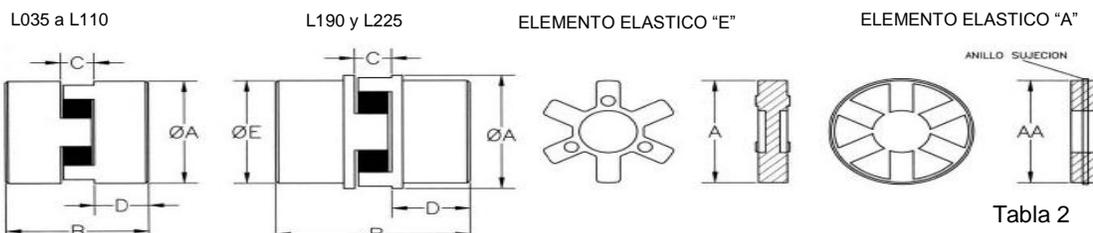


Tabla 2

DIMENSIONES (cotas en mm) (x) Material standard									MATERIAL MANGON				
TIPOS	d máx.	A	B	C	D	E	AA	Peso Kg.	Acero Sint.	Fundición	Aluminio	Acero Inox.	Bronce
L.035	10	15.9	20.6	7.1	6.8	15.9		0.05	x			x	
L.050	15	27.4	43.6	12.2	15.7	27.4		0.14	x		x	x	
L.070	19	34.5	50.8	12.2	19.0	34.5		0.27	x		x	x	
L.075	24	44.5	54.0	12.7	20.8	44.5		0.45	x		x	x	x
L.090	28	53.6	54.0	13.2	20.8	53.6	65	0.68	x		x	x	x
L.095	28	53.6	63.5	13.2	25.4	53.6	65	0.81	x		x	x	x
L.100	35	64.3	89.0	18.0	35.0	64.3	78	1.58	x		x	x	x
L.110	42	84.1	108.0	22.3	42.7	84.1	98	2.97	x		x	x	x
L.150	48	95.3	114.3	25.4	44.4	95.3	116	4.10	x		x	x	x
L.190	55	114.3	123.8	25.4	49.3	101.6	132	7.65		x		x	x
L.225	65	127.0	136.5	25.4	55.4	108.0	138	10.35		x		x	

PAR NOMINAL TRANSMISIBLE

Factor de par (ver tabla 1)

Tabla 3

TIPOS	PAR Nm			KW Potencia transmitida a diferentes velocidades				Momento de inercia kg-cm ²
	E+A	H	U	NBR				
	NBR	HYTREL	URETANO	750	1000	1500	3000	
L.035	0.4			0.030	0.040	0.060	0.120	0.01
L.050	3.0	5.6	4.5	0.230	0.310	0.465	0.930	0.2
L.070	4.9	12.9	7.3	0.380	0.510	0.765	1.53	0.3
L.075	10.2	25.6	15.3	0.795	1.06	1.59	3.18	1
L.090	16.3	45.3	24.4	1.27	1.71	2.56	5.11	2
L.095	21.9	63.4	32.9	1.71	2.28	3.42	6.84	3
L.100	47.1	128.0	70.7	3.68	4.90	7.45	14.70	8
L.110	89.5	256.0	134.0	6.98	9.30	14.00	27.90	26
L.150	140.0	419.0	210.0	11.00	14.60	21.90	43.80	34
L.190	195.0	529.0	293.0	15.20	20.30	30.50	60.90	115
L.225	264.0	704.0	397.0	20.60	27.50	41.30	82.50	190

ANEXO 9: PLANOS

ANEXO 9.1: Planos de la cizalla

ANEXO 9.2: Disposición del cilindro en la cizalla

ANEXO 9.3: Tanque hidráulico

ANEXO 9.4: Tapa del tanque hidráulico

ANEXO 9.5: Plano del sistema hidráulico

ANEXO 9.6: Base de ensamble del cilindro

ANEXO 9.7: Base de ensamble del cilindro en el pedal

ANEXO 9.8: Plano del afilado de las cuchillas